

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公表特許公報 (A)

(11) 特許出願公表番号

特表2002-535597

(P2002-535597A)

(43) 公表日 平成14年10月22日 (2002. 10. 22)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 2 5 B 9/00

識別記号

3 1 1

F 0 1 B 29/10

F 0 2 G 1/043

F I

F 2 5 B 9/00

F 0 1 B 29/10

F 0 2 G 1/043

審査請求 未請求 予備審査請求 有 (全 62 頁)

テ-マコ-ト\* (参考)

Z

J

3 1 1

Z

(21) 出願番号 特願2000-595028(P2000-595028)  
(86) (22) 出願日 平成12年1月19日 (2000. 1. 19)  
(85) 翻訳文提出日 平成13年7月23日 (2001. 7. 23)  
(86) 国際出願番号 PCT/US 00/01308  
(87) 国際公開番号 WO 00/43639  
(87) 国際公開日 平成12年7月27日 (2000. 7. 27)  
(31) 優先権主張番号 09/234, 236  
(32) 優先日 平成11年1月20日 (1999. 1. 20)  
(33) 優先権主張国 米国 (US)

(71) 出願人 ザ リージェンツ オブ ザ ユニバーシ  
ティ オブ カリフォルニア  
アメリカ合衆国、87545 ニューメキシコ  
州、ロス アラモス、ピーオー ボックス  
1663、ロス アラモス ナショナル ラ  
ボラトリ、メール ストップ デ-412、  
ビジネス アンド パテント ロー (番地  
なし)

(72) 発明者 スウィフト、グレゴリー ダブリュ  
アメリカ合衆国、87501 ニューメキシコ  
州、サンタ フェ、ルート5、ボックス  
287-エイチ (番地なし)

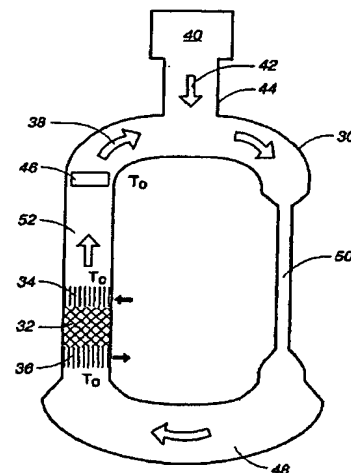
(74) 代理人 弁理士 朝日奈 宗太 (外3名)

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 質量流束を抑制した進行波装置

(57) 【要約】

移動波装置には従来の移動ピストンが設けられていない。音響エネルギーが環状体 (30) 内部の流体を介して一方向に循環する。当該環状体の内外へ音響エネルギーを運搬するために、前記環状体に側部プランチが接続されてもよい。当該環状体には第1の熱交換器 (34) と共に蓄熱器 (32) が設けられ、該第1の熱交換器は、音響エネルギーを循環させる方向に対して該蓄熱器の下流側の該蓄熱器の第1の側に設けられ、第2の熱交換器 (36) が該蓄熱器の上流側に設けられる。改良は、流体の時間平均質量束を最小にするために当該環状体に設けられた質量束制限器 (46) である。一実施例において、当該装置は、当該装置の動作温度において前記熱交換器を熱遮断するために当該環状体内に熱緩衝柱 (70) を含む。



**【特許請求の範囲】**

**【請求項1】** a. 流体中をある方向に音響エネルギーを循環させるための環状体と、

b. 該環状体内に配置された蓄熱器と、

c. 前記循環する音響エネルギーの方向に関し、前記蓄熱器の下流側に配置された第1の熱交換器と、

d. 前記蓄熱器の上流側に配置された第2の熱交換器と

を有するピストンレス進行波装置であって、

e. 前記環状体内に配置され、前記流体の時間平均の質量流束を最小限とするための質量流束抑制器

からなるピストンレス進行波装置。

**【請求項2】** f. 前記環状体内において、前記第1または第2の熱交換器のうちの装置の動作温度にある方の近傍に配置され、前記熱交換器を熱的に絶縁する熱緩衝柱

をさらに含む請求項1記載のピストンレス進行波装置。

**【請求項3】** 前記環状体が、循環する音響エネルギーの波長よりも短い請求項1または2記載のピストンレス進行波装置。

**【請求項4】** 前記環状体が、音響イナータンス部と音響コンプライアンス部とを構成する請求項3記載のピストンレス進行波装置。

**【請求項5】** 前記熱緩衝柱の直径が、流体の粘性浸透深さよりも大きい請求項2記載のピストンレス進行波装置。

**【請求項6】** 前記熱緩衝柱の長さが、流体分子の変位の振幅のピーク・トゥ・ピークよりも大きい請求項2記載のピストンレス進行波装置。

**【請求項7】** 前記熱緩衝柱が、テーパ型である請求項5または6記載のピストンレス進行波装置。

**【請求項8】** 前記質量流束抑制器が、柔軟性のある膜である請求項1または2記載のピストンレス進行波装置。

**【請求項9】** 前記質量流束抑制器が流体ジェットポンプであり、該ジェットポンプが、当該ジェットポンプを通過する質量流束と反対の圧力低下を生じさ

せるために、非対称な終端効果をもたらすのに有効な幾何形状を有する請求項1または2記載のピストンレス進行波装置。

【請求項10】 前記装置が冷凍機であり、下流側の熱交換器が低温熱交換器である請求項1または2記載のピストンレス進行波装置。

【請求項11】 前記環状体が、循環する音響エネルギーの波長よりも短い請求項10記載のピストンレス進行波装置。

【請求項12】 前記環状体が、音響イナータンス部と音響コンプライアンス部とを構成する請求項11記載のピストンレス進行波装置。

【請求項13】 前記装置がエンジンであり、下流側の熱交換器が高温熱交換器である請求項1または2記載のピストンレス進行波装置。

【請求項14】 前記環状体が、循環する音響エネルギーの波長よりも短い請求項13記載のピストンレス進行波装置。

【請求項15】 前記環状体が、音響イナータンス部と音響コンプライアンス部とを構成する請求項14記載のピストンレス進行波装置。

【請求項16】 前記装置がヒートポンプであり、上流側の熱交換器が高温熱交換器である請求項1または2記載のピストンレス進行波装置。

【請求項17】 前記環状体が、循環する音響エネルギーの波長よりも短い請求項16記載のピストンレス進行波装置。

【請求項18】 前記環状体が、音響イナータンス部と音響コンプライアンス部とを構成する請求項17記載のピストンレス進行波装置。

【請求項19】 第2の蓄熱器を有し、前記音響エネルギーを生成するためのエンジンと、

前記第2の蓄熱器の、前記音響エネルギーの伝播方向に対して下流にある高温熱交換機と、

前記第2の蓄熱器の上流にある周温熱交換器と

をさらに含む請求項10記載のピストンレス進行波装置。

【請求項20】 前記エンジンが、前記冷凍機を備えた環状体に接続された第2の環状体に設けられ、

該第2の環状体が、第2の質量流束抑制器を有する請求項19記載のピストンレ

ス進行波装置。

【請求項 21】 前記エンジンが、前記冷凍機を備えた環状体内に配置された請求項 19 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 22】 少なくとも第 2 の環状体内に第 2 の冷凍機を備え、該第 2 の環状体はその容積の少なくとも一部分を前記環状体と共有し、前記冷凍機および前記第 2 の冷凍機の並列接続が形成される請求項 10 記載のピストンレス進行波装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

## [連邦の権利に関する記述]

本発明は、米国エネルギー省によって裁定された契約第W-7405-ENG-36号に基づき、政府のサポートによってなされた。政府は、本発明に関してある権利を有する。

## 【0002】

## [技術分野]

本発明は、一般的には、進行波エンジンおよび冷凍機に関し、さらに具体的には、スターリングエンジンおよび冷凍機として動作する進行波エンジンおよび冷凍機に関する。

## 【0003】

## [背景技術]

本発明には、多くの重要な先行技術が存在する。最も重要な先行技術は、100年の歴史を有するスターリングエンジンおよび冷凍機である。スターリングエンジンおよび冷凍機から可動部品を除去する重要なステップは、William Bealeがスターリング装置の「フリーピストン」変種を発明した1969年に始まった。この変種では、クランクシャフトおよびリンク機構がガススプリングによって置換され、ピストンが所望の振動数、振幅、および位相で共振運動を起こすように、ガスのバネ定数およびピストンの質量を選択できるようにされた。

## 【0004】

Ceperleyの「短進行波ヒートエンジンのゲインと効率」 ("Gain and efficiency of a short traveling-wave heat engine," 77 J. Acoust. Soc. Am., p.1239-1294(1985)) は、スターリングエンジンおよび冷凍機の本質が、音響進行波を想起させるような、圧力および速度振動が同期している蓄熱器（および隣接した熱交換器）であること、したがって、スターリング熱交換器構成要素を含み本質的にドーナツ形状を有している音響ネットワークが、そのような同期を与えることができることを暗示している。Ceperleyは、カルノー効率の8

0%に近い効率が、そのような構成で原理的に可能であると主張した。Ceperleyの貢献は、CeperleyがBealeのガススプリング効果に加えてガス慣性効果を使用し、それによってBealeの発明の大きなピストンを除去した点で、Bealeの貢献の延長と見ることができよう。Ceperleyによる他の関連する教示が、1978年9月19日に発行された米国特許4,113,380、および1982年10月26日に発行された米国特許4,355,517に記述されている。しかし、Ceperleyは、どのようにして実用的装置を実現するかを教示を与えなかった。

#### 【0005】

通常のオリフィスパルス管冷凍機（OPTR）（Radebaugh, "A review of pulse tube refrigeration," 35 Adv. Cryogenic Eng., pp.843-844(1992)）は、スターリング冷凍機のように熱力学的に動作するが、低温可動部品は、受動構成要素、すなわち、パルス管として知られる熱緩衝柱（a thermal buffer column）および消散音響インピーダンス網（a dissipative acoustic impedance network）によって置換されている。OPTRの効率

#### 【数1】

$$\dot{Q}_c / \dot{W}$$

は、基本的に温度比  $T_c / T_0$  によって制約される。この温度比は、消散音響インピーダンス網に固有な不可逆性のために、カルノー値  $T_c / (T_0 - T_c)$  よりも低い。Tは温度であり、

#### 【数2】

$$\dot{Q}_c$$

は熱であり、

#### 【数3】

$$\dot{W}$$

は仕事であり、添え字0およびCは、それぞれ周囲環境および低温側を指す。O

P T Rは、スターリング装置から可動部品を除去する他の手段と見ることができる。しかし、O P T Rの効率は、スターリング装置の効率よりも基本的に小さく、またO P T Rは、冷凍機だけに応用可能である。

#### 【0006】

通常のO P T Rは、長い間、パルス管として知られる熱緩衝柱を使用してきた。しかし、最近まで、この構成要素は相当な熱漏洩を伴った。しかし、1997年11月21日に出願された米国特許出願第08/975,766号で説明されているように、テーパ管を使用することによって、そのような熱緩衝柱に沿った熱漏洩を、O P T Rの冷却力の5%までに小さくすることができる。熱緩衝柱は、2ピストンスターリング冷凍機およびO P T Rで使用されてきたが、スターリングエンジンでは使用されなかった。

#### 【0007】

2重入口O P T Rとの関連では、G e d e o nの「スターリングおよびパルス管極低温冷凍機におけるD C ガスフロー」 ("DC gas flows in Stirling and pulse-tube cryocoolers," in Ross ed., Cryocoolers 9, pp.385-392 (Plenum, NY 1997) )が、閉ループ通路が定常質量流束のために存在するとき、どのようにしてゼロでない時間平均質量流束

#### 【数4】

$$\dot{M}$$

が、スターリングおよびパルス管極低温冷凍機で生じるかを説明している。スターリングエンジンまたは冷凍機を通る

#### 【数5】

$$\dot{M}$$

は、ゼロに近いことが必須である。それは、大きな定常エネルギー流束

#### 【数6】

$$\dot{M}c_p(T_0 - T_c)$$

が、望ましくない熱負荷を冷凍機の低温側熱交換器へ加えないようにする、あるいは、大きな定常エネルギー流束

【数7】

$$\dot{M}c_p(T_H - T_0)$$

が、大きな熱量をエンジンの高温側熱交換器から取り去ってしまわないようにするためである。これらのいずれの場合にも、効率が低下してしまうからである。ここで  $c_p$  は、単位質量当たりのガス等圧比熱である。

【0008】

本発明への直接関連度が小さい他の先行技術は、過去20年の間にロスアラモス国立研究所などで開発された従来型の熱音響エンジンおよび冷凍機群である。これらは、ガス圧力振動と速度振動との間の定常波に近い同期を使用して、また、スタック内の故意の不完全熱接触（そうでないと、蓄熱器と間違えられるかも知れない）を使用して、固有に不可逆的なサイクルで動作する。したがって、固有の不可逆性および他の実用的問題が、最良の定常波熱音響エンジンおよび冷凍機を、カルノー効率の25%よりも下へ大きく制限した。

【0009】

本発明の様々な目的、利点、および新規な特徴は、一部分は以下の説明で呈示され、一部分は以下の説明を試験することによって当業者に明らかとなるか、本発明の実施によって習得されるであろう。本発明の目的および利点は、添付のクレームで具体的に指摘される手段および組み合わせによって実現および獲得されるであろう。

【0010】

[発明の開示]

前記および他の目的を達成するため、また、これまで具体的および包括的に説明した本発明の目的に従えば、本発明はピストンを使用しないスターリング装置を含む。音響エネルギー (acoustic energy) は、環状体 (a torus) 内を流体を介してある方向に循環する。1つの実施形態において、環状体との間で音響エネルギーを伝達するため、環状体へ側方分岐 (a side branch) が接続される。蓄



熱器 (a regenerator) が環状体の中に置かれ、第1の熱交換器 (a first heat exchanger) が、循環する音響エネルギーの方向に対して蓄熱器の下流にあたる蓄熱器の第1の側に置かれ、第2の熱交換器 (a second heat exchanger) が蓄熱器の第2の側に置かれている。ここで、熱交換器の一方は動作温度 (an operating temperature) にあり、熱交換器の他方は周囲環境の温度 (an ambient temperature) にある。本発明における改善は、流体の平均質量流束を最小にするため、環状体内に置かれた質量流束抑制器 (a mass flux suppressor) を含む。1つの実施形態において、装置は、さらに、動作温度にある熱交換器を熱的に絶縁するため、動作温度にある熱交換器に隣接した熱緩衝柱 (a thermal buffer column) を含む。

#### 【0011】

本明細書に組み込まれて、その一部分を形成する添付の図面は、本発明の実施形態を示し、明細書の説明と一緒に、本発明の原理を説明するのに役立つ。

#### 【0012】

##### [詳細な説明]

本発明による新しい種類のエンジンおよび冷凍機は、スターリングエンジンおよび冷凍機のように熱力学的に動作するが、全ての可動部品は、これまでスターリング装置の中で使用されてきたピストンに代わって音響現象を使用することにより除去されている。したがって、スターリングサイクル（その固有の限界はカルノー効率である）の効率の利点、および本質的に不可逆な熱音響の可動部品がない単純性／信頼性の利点が、これらの装置で得られる。

#### 【0013】

図1Aおよび図2Aで示されるスターリング冷凍機10およびスターリングエンジン20の必須の構成要素は、蓄熱器12である。各々の蓄熱器は、2つの隣接した熱交換器16、18を有する。ガス（または、他の熱力学的能動流体）は、図1Aおよび図2Aの長くて広い矢印で示されるように、音響パワーがこれらの構成要素に環境温度の末端 $T_0$ で入り、低温 $T_c$ または高温 $T_h$ の他の末端から出るような位相で、これらの構成要素に亘る圧力振動および変位振動を経験する。

蓄熱器 1 2 は熱容量を有し、蓄熱器 1 2 内のガス通路はガス内の熱浸透深さよりも小さな水力半径を有する。

【0014】

熱力学サイクルを量的に考えるため、本質的物理関係は空間的に1次元であり、 $x$  は振動ガス運動の方向に沿った座標を指定するものと仮定する。通常の左回り位相ベクトル表示を使用すると、時間依存変数は、次のように表される。

【0015】

【数8】

$$\xi(x,t) = \xi_m(x) + \text{Re}[\xi_1(x)e^{i\omega t}] \quad (1)$$

平均値  $\xi_m$  は実数であって、時間  $t$  に対し独立であり、 $\xi_1(x)$  は複素数であって、振動の大きさおよび位相を表す。振動は角振動数  $\omega = 2\pi f$  で起こる。ここで、 $f$  は通常の振動数である。エンジンまたは冷凍機の構成要素に関連づけられた集中および分布インピーダンスを説明するため、音響抵抗、イナータンス、コンプライアンス、および伝送線の用語を使用して、音響的な観点が呈示される。このアプローチは、蓄熱器の内部においても、これまで成功してきた（例えば、Swiftらの「蓄熱器の簡単な調波分析」 ("Simple harmonic analysis of regenerators," 10 Journal of Thermophysics and Heat Transfer, pp.652-662(1996)) を参照されたい）。本アプローチは、主に通常の音響変数、すなわち圧力振幅  $p_1$  および体積速度  $U_1$  に焦点を当てている。 $x$  および  $U_1$  の正方向が、正の音響パワーフローの方向として取られる。

【0016】

効率的なスターリングエンジンおよび冷凍機の位相ベクトル図の特徴が、図1 Bおよび図2 Bに示される。図1 Aおよび図2 Aならびに続く図面において、 $p_1$  や  $U_1$  などの変数につく大文字の下付き文字は、同じ下付き文字のついている  $T$  でラベル付けされた位置に対応する。冷凍機の低温熱交換器（例えば、図1 Aの熱交換器 1 6）およびエンジンの高温熱交換器（例えば、図1 Aの熱交換器 1 8）における圧力の位相はゼロであるという決めてしまえば、図1 Bの  $p_{1c}$  および図2 Bの  $p_{1H}$  は、実数軸の上になる。一般的には、熱交換器を横断する圧力降下

は、蓄熱器を横断する圧力降下と比較して無視することができる。一方では、蓄熱器を横断する圧力降下は  $|p_i|$  と比較して小さく、したがって、 $p_{10}$  は、図 1 B および図 2 B に示されるように、 $p_{1c}$  または  $p_{1H}$  に近くなければならない。

【0017】

一般的には、蓄熱器を通る時間平均のエネルギー流束は小さい。図 1 A の低温熱交換器 16 へエネルギー保存則を適用すると、短くて太い矢印によって示される冷却力

【数 9】

$$\dot{Q}_c$$

は、図 1 A で長い矢印で示されている低温熱交換器から正の x 方向へ流れるトータルの音響パワー、

【数 10】

$$\dot{W}_c = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[p_{1c} \tilde{U}_{1c}] = \frac{1}{2} |p_{1c}| |U_{1c}| \cos \theta_c$$

とほぼ等しいことが分かる。ここで、 $\theta_c$  は  $p_{1c}$  と  $U_{1c}$  との間の位相角である。実際に、熱漏洩が低温熱交換器へ流れることができ、したがって、音響パワーは実際の冷却力の上限となる。

【数 11】

$$\dot{Q}_c \leq \frac{1}{2} \operatorname{Re}[p_{1c} \tilde{U}_{1c}] \quad (2)$$

【0018】

図 1 A において、正の冷却力を達成するためには、音響パワーは長い矢印で示される方向、正の x 方向へ流れなければならない。したがって、 $U_{10}$  および  $U_{1c}$  は、図 1 B の右半分の平面になければならない。理想化された蓄熱器は、無視できる同伴ガス体積を有するものと考えられるので、 $\rho_0 U_1$  は蓄熱器内で x から独立であり（ここで  $\rho_0$  はガスの平均密度）、とくに  $U_1$  の位相は蓄熱器を通して一定であろう。しかし、蓄熱器内のガス体積はゼロではなく、 $U_1$  に局所ガス体積および  $i \omega p_1$  に比例した x 依存を生じることが良く知られている。これは、 $U_1$

の小さな  $x$  から始まって（すなわち、周温熱交換器 1 8 へ向かって）、システムを通して  $U_1$  の位相のばらつきを生じる。最も効率的な蓄熱器の動作は、所与の冷却力について  $|U_1|$  が可能な限り小さいときにおこる。なぜなら、これは、蓄熱器内の不完全な熱的接触に起因する、蓄熱器を横断する最小の粘性圧力降下、および蓄熱器を通る最小のエネルギー流束を生じるからである。所与の

【数 1 2】

$$\dot{W}_c$$

について小さな  $|U_1|$  を達成するために、 $U_1$  は  $p_1$  とほとんど同調していなければならない、したがって、 $p_1$  の位相は、 $U_{1c}$  の位相と  $U_{10}$  の位相との間のどこかなければならない。粘性圧力降下は、蓄熱器を通して起こり、したがって、 $p_{10} - p_{1c}$  は、蓄熱器内の  $U_1$  のある加重平均と同調（並行）していなければならない。 $|U_1|$  および粘度の双方は、蓄熱器の周囲環境末端  $T_0$  で最高となるので、加重平均は、典型的には、 $U_{10}$  によって支配され、通常は  $p_{10}$  が  $p_{1c}$  をリードすることを確実にする。これらの特徴の全ては図 1 B に示される。

【0 0 1 9】

前述の説明のうち大半はエンジンについても直接的に適用され得る。前述のとおり、図 2 A において図示されているスターリングエンジンの構成要素は、スターリング冷凍機のそれらとほとんど同じである。主な違いは、エンジンにおける蓄熱器 1 2 が仕事を生成するのに対し、冷凍機の蓄熱器 1 2 は仕事を吸収することにある。この違いは、図 2 B における位相ベクトル図において見ることができる。 $\theta_0 < 90^\circ$  である場合、音響パワーは蓄熱器 1 2 の周囲環境側に流れる。中間温度  $T_m(x)$  は、蓄熱器 1 2 によって  $T_0$  から  $T_H$  に上昇する。この  $T_m$  値の上昇によって  $\rho_m$  が低下する。この一次質量流束  $\rho_m U_1$  が  $x$  に対してほとんど無関係であるため、体積速度は増加し、 $|U_{1H}| > |U_{10}|$  となる。さらに、蓄熱器において同伴されているガスの体積によって  $U_1$  の位相が冷凍機におけるのと同様に回転させられる。これら 2 つの効果によって図 2 B において  $U_{1H}$  の  $U_{10}$  に対する位置が決定される。音響パワーの振幅は

【数 1 3】

$$\frac{1}{2}|p_{1H}||U_{1H}|\cos\theta_H > \frac{1}{2}|p_{10}||U_{10}|\cos\theta_0$$

によって与えられる。

#### 【0020】

蓄熱器12による時間平均したエネルギー流束が小さいため、高温熱交換器18から流出する音響パワーは高温熱交換器18へ流入する熱とほとんど同じである。ここでも熱漏れおよびその他のロスはこのパワーを低減させるため、 $Q_H$ が音響パワーの上限となる、すなわち

#### 【数14】

$$\frac{1}{2}\operatorname{Re}(p_{1H}\tilde{U}_{1H}) \leq \dot{Q}_H$$

となる。 $p_{1H}$ に対する $p_{10}$ の位置は、蓄熱器12内における粘性圧力降下によるもので、差 $p_{10} - p_{1H}$ は蓄熱器12によって $U_1$ の加重平均に対して比例するものである。冷凍機と同様、粘性効果は $|U_1|$ が最大であり、粘性が最大である蓄熱器12の高温側端において最大となる。したがって $U_{1H}$ が支配するため、 $p_{10}$ が $p_{1H}$ にわずかに遅れる。

#### 【0021】

冷凍機に戻ると、前述のとおり、音響パワー

#### 【数15】

$$\dot{W}_C = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} p(t)U(t)dt = \frac{1}{2}\operatorname{Re}[p_{1C}\tilde{U}_{1C}] \quad (3)$$

が冷凍機10の低温熱交換器16から流出する。C e p e r l e yにおいて教示されているように、この音響パワーは、理想的にはロスなしに周温熱交換器に伝達されるべきである。このことを達成するために、C e p e r l e yにおいては音響パワーを伝達するための全波長環状体が開示されている。しかしながら、本発明による一つの態様によれば、その方がよりコンパクトであるため図3において概略的に示されているはるかに短い波長以下の環状体30を使用することが有利である。

## 【0022】

図3に、本発明の冷凍機バージョンの実施例が示されている。音響波長の四分の一より短い全長を有する環状体30は、スターリング冷凍機蓄熱器32と2つの熱交換器34、36を有する。本文において、「環状体」という用語は、パイプ、管などの円形あるいは楕円形のループであり、その横断面が好ましくは円形である音響波を支持するための循環路を画定するものを意味する。音響パワー38は、長い矢印によって示されているように環状体30を時計回りに循環する。音響デバイス40（例えば本質的に不可逆的な熱音響エンジン、音声スピーカー、モータ駆動式ピストンあるいは進行波エンジンなど）によって生成された別の音響パワー42は、側方分岐44から環状体30に進入し、蓄熱器32あるいは環状体における別の個所において失われた音響パワーを埋め合わせする。以下により詳述するように、質量流束抑制器46が環状体30内に配置されており、時間平均された質量流束

## 【数16】

$$\dot{M}$$

を実質的にゼロに低減する。

## 【0023】

一実施例において、図3において図示されている質量流束抑制器46の流れ抵抗は抵抗 $R_J$ を有しており、

## 【数17】

$$p_{1C} - p_{1J} = R_M U_{1M} \quad (4)$$

となり、ここにおいて下付き文字Jは、環状体30と側方分岐44との間の交点の位置を表すものである。環状体30におけるコンプライアンス部48によって環状体30のイナータンス部50を通る体積速度 $U_{1J}$ が環境の熱交換器36を通るそれと異なることが確認される：

## 【数18】

$$U_{1L} = U_{10} + j \frac{\omega V_0}{\gamma P_m} p_{10} \quad (5)$$

なお、 $V_0$ は環状体30のコンプライアンス部48の体積であるため、イナータンス部50に亘る圧力差は

【数19】

$$p_{1L} - p_{10} = j \omega \frac{\rho_m l}{S} \left( U_{10} + j \frac{\omega V_0}{\gamma P_m} p_{10} \right) \quad (6)$$

となり、 $l$ および $S$ はそれぞれイナータンス部50の長さおよび面積を示すものである。与えられる $C$ 、 $M$ および $0$ における位相ベクトルを用い、 $p_{1L}$ を除去するために式(4)および(6)を組み合わせると、未知数 $R_1$ 、 $V_0$ 、 $l$ および $S$ において単一の複素式が得られ、本発明にしたがって冷凍機を製造することを可能にする多くの可能な解が得られる。

【0024】

本発明のエンジンバージョンの実施例が図4において概略的に図示されている。その全長が四分の一波長以下である環状体60は、スターリングエンジンの蓄熱器62と熱交換器64、66とを含む。長い矢印68によって示されているように、音響パワーは環状体60を時計回りに循環している。エンジンによって生成される過剰な音響パワー72は、側方分岐74によって取り出すことが可能であり、音響デバイス76（たとえば圧電式あるいは電気力学的トランスデューサ、オリフィスパルス管冷凍機あるいは本発明による冷凍機などであり得る）を介して有益な仕事を実行するために利用可能である。音響パワー68は、環状体を循環し、スターリングエンジンの周囲環境端部 $T_0$ に対して入力された仕事を付与するものである。したがってこの循環する仕事68によって従来のスターリングエンジンにおける環境ピストンが取って代わられるものである。ここでも質量流束抑制器75が時間平均された質量流束

【数20】

$$\dot{M}$$

をゼロに向かって低減する役割を果たすものである。この短い環状体60についての解析は、式(4)～(6)に対して完全に対応するものであり、単に下付き文字CをHに変えるだけである。

#### 【0025】

図3および4において図示されているデバイスのための作動周波数を選択する際には、多くの問題点について妥協することが必要となる。多くの熱力学的サイクルは単位時間ごとに実行され、また伝播方向xに沿ったデバイスの長さは、周波数に対して反比例関係にある波長にほぼ比例するため、周波数が高ければデバイスの単位体積ごとのパワーが高くなる。一方、周波数が低ければ、その孔径が周波数の平方根に対して反比例関係にある熱浸透深さとほぼ比例する熱交換器および蓄熱器の設計および製造が容易となる。

#### 【0026】

例示した実施例において各環状体が音響波長の四分の一以下であるのにもかかわらず、音響パワーが図3および4の環状体を自然に時計回りに循環するという事実は、一見驚くべきであると思われるかもしれない。しかし、図3および4の音響回路に大まかに類似した抵抗R、インダクタンスLおよびキャパシタンスCを含む図5Aおよび5Bにおける電気回路について考えてみよう。抵抗Rはほぼ蓄熱器と熱交換器に対応し、インダクタンスLは音響イナータンスに対応し、またキャパシタンスCは音響コンプライアンスに対応している。

#### 【0027】

電気回路における各構成要素内の交流電流のための数式の展開は容易であり、回路における各位置を流れる電力

#### 【数21】

$$\dot{E}$$

のための数式をさらに展開することを可能とする。これらの理想化された回路においては、損失なしのインダクタLにおいて時間平均されたパワーが吸収されることはなく、また損失なしのキャパシタCに流入することもない。通常の交流回路分析は、図面に図示の符号をもちいて以下のフィードバックされた力を容易に



もたらすものである：

【数22】

$$\dot{E}_F = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[V_{1s} \tilde{I}_{1R}] = \frac{|V_{1s}|^2}{2R} \frac{\omega^2 LC(1 - \omega^2 LC)}{(1 - \omega^2 LC) + (\omega L/R)^2} \quad (7)$$

したがって、 $\omega^2 LC < 1$  である場合にはいつでも時間平均されたパワーフローの方向は図5Aにおける矢印によって示されるとおりであり、正の電力が回路を時計回りに流れ、図3における音響パワーの時計回りの循環と一致する。エネルギー保存によって、抵抗において散逸された時間平均されたパワー

【数23】

$$\dot{E}_L - \dot{E}_F$$

は、電圧源から回路へと流入する時間平均されたパワー

【数24】

$$\dot{E}_S = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[V_{1s} \tilde{I}_{1s}]$$

に等しくならねばならない。図5Bにおいて図示されるように抵抗Rが負である場合、パワーもまた時計方向に循環し、負の抵抗において生成された時間平均されたパワーは回路から電圧源へと流出する。

【0028】

図3および4におけるイナータンス50、80がかなりのコンプライアンスを含み得ること、さらには図3および4におけるコンプライアンス48、78がかなりのイナータンスを含み得ることは音響に関する当業者にとって明らかである。実際、これら構成要素の機能は、全体に亘ってイナータンスおよびコンプライアンスが分布している短い音響伝送線によっても同様に発揮され得る。ここでは説明を容易にするため、イナータンスおよびコンプライアンスは、それぞれ1つの集中構成要素であるとする。

【0029】

図3における冷凍機において、可能な限り最大の冷却パワーを得るためには周

周囲環境から低温熱交換器3 4への熱漏れをなくすることが好ましい。同様に、図4におけるエンジンにおいて、エンジンを駆動するために必要なヒータのパワーを最低限にするためには、高温熱交換器6 6から周囲環境への熱漏れをなくすることが好ましい。本発明においては、全ての以前のスターリング装置と同様、蓄熱器3 2、6 2は、このような熱絶縁を（冷凍機においては）低温熱交換器3 4の側、また（エンジンにおいては）高温熱交換器6 6の側において達成する。本発明の一つの態様によれば熱交換器3 4、6 6の反対側においては図3および4に図示される熱緩衝柱5 2、7 0によって熱漏れがなくされている。熱緩衝柱5 2、7 0におけるガスは、低温熱交換器3 4あるいは高温熱交換器6 6から周囲環境温度へと、圧力および速度を伝達する絶縁ピストンとみなすことが可能である。熱緩衝柱5 2、7 0はオリフィスパルス管冷凍機のパルス管と完全に類似するものである。多様な形の対流熱移動が、熱緩衝柱5 2、7 0を通して低温熱交換器3 4あるいは高温熱交換器6 6と周囲環境温度との間で熱を運ぶことが可能である。重力による対流熱移動をなくするためには、熱緩衝柱5 2、7 0は、通常図3および4において図示されるように低温側端部が下向きになるように垂直に向けられるべきである。また総体的なシャトル（分子）対流熱移動をなくするためには、熱緩衝柱5 2、7 0はこれらの内部におけるガスのピーク・トゥ・ピークの変位振幅よりも長くあるべきである。熱緩衝柱における成層振動ピストン流れを維持するためには、これら端部には整流子（図示されない）を設けるべきである。流動駆動された対流熱移動をなくするためには、ここに参照として引く1997年11月21日に出願された米国出願第08/975,766号にしたがい、熱緩衝柱5 2、7 0はテーパ状であるべきである。

### 【0030】

本発明の別の態様では、環状体（図3の環状体3 0、図4の環状体6 0）周りの時間平均された質量流束

### 【数25】

$$\dot{M}$$

はゼロ近くまで制御されて、大きい定常エネルギー流束

【数26】

$$\dot{M}c_p(T_0 - T_C)$$

が図3の冷凍機の低温熱交換器34へ、または

【数27】

$$\dot{M}c_p(T_H - T_0)$$

が図4のエンジンの高温熱交換器66から、流出するのを防止する。伝統的なスターリング・エンジンおよび冷凍機においては、

【数28】

$$\dot{M}$$

は正確にゼロである、そうでなければ、質量がシステムの方の、または他方の端部に規則的に集積する。前出のGedeonは、定常の流れに対して閉環経路が存在するときはいつでも、スターリングおよびパルス管極低温冷凍機にゼロでない

【数29】

$$\dot{M}$$

がどのようにして生じるかについて論じている。環状体30(図3)および60(図4)は明らかにそのような経路を設けている、それゆえ、本発明は

【数30】

$$\dot{M}$$

を最小にする。

【0031】

【数31】

$$\dot{M}$$

を理解するためには、時間に依存した変数を

【数32】

$$\xi(x, t) = \xi_m(x) + \text{Re}[\xi_1(x)e^{i\omega t}] + \xi_2(x) \quad (8)$$

のように書くことによって、式(1)に導入した複素表現を拡張する。ここでは、下付記号「2」を配した新規の時間に対し独立な項が、大きな関心事項となる。

【0032】

前出のGeddonは、第2順位の時間平均化された質量流束

【数33】

$$\dot{M}_2 = \frac{1}{2} \text{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1] + \rho_m U_2 \quad (9)$$

が主な関心となることを示している。音響学では、そのような2次の質量流束はストリーミングとして知られている。前出のGeddonは、

【数34】

$$\dot{W}_2 = \frac{1}{2} \text{Re}[p_1 \tilde{U}_1]$$

が蓄熱器を通過する音響パワーである場合、蓄熱器において

【数35】

$$\frac{1}{2} \text{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1] = \rho_m \dot{W}_2 / p_m$$

であることをさらに示している。それゆえ、

【数36】

$$\frac{1}{2} \text{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1]$$

はゼロでない必要があり、また効率的な蓄熱器の作動は

【数37】

$$U_2 = -\frac{1}{2} \operatorname{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1] / \rho_m = -\dot{W}_2 / p_m$$

であることを必要とする。この要件を無視することは結果として厳しくなることがある。もし

【数38】

$$\dot{M}_2 \neq 0$$

であれば、望ましくないストリーミングによって起こされた熱流

【数39】

$$\dot{Q}_{loss} \sim \dot{M}_2 c_p (T_0 - T_C) \quad \text{冷凍機} \quad (11)$$

$$\sim \dot{M}_2 c_p (T_H - T_0) \quad \text{エンジン} \quad (12)$$

が、システムを通して流れる（この熱は、等しく有害な影響を持って、

【数40】

$$\dot{M}_2$$

の符号に応じて、図3および図4の蓄熱器32、62または熱緩衝柱52、70のどちらか通って流れる）。 $U_2 = 0$ に対しては、

【数41】

$$\dot{Q}_{loss}$$

の冷凍機における通常の冷凍機の損失

【数42】

$$\dot{H}_{reg}$$

に対する比は、

【数43】

$$\frac{\dot{Q}_{loss}}{\dot{H}_{reg}} \sim \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{(T_0 - T_C)}{T_0} \frac{\dot{W}_C}{\dot{H}_{reg}} \sim \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{(T_0 - T_C)}{T_C} \frac{\dot{Q}_C}{\dot{H}_{reg}} \quad (13)$$

のオーダーである。3番目の表記において、3つの部分の各々は極低温冷凍機においては1より大きい、それゆえ、それらの積は1より非常に大きく、そして緩和されないストリーミングによって導出された熱負荷は、極低温冷凍機の通常の蓄熱器の損失よりも遥かに大きい。

### 【0033】

冷凍機において本発明を具体化する試験室バージョンを図6に示すが、これは図3のものと位相幾何学的に同一である。冷凍機80に2.4MPaのアルゴンを充填して23Hzで作動させて、音響波長が14mになるようにした。冷凍機80を本質的に不可逆性の熱音響エンジン78によって駆動させた。一点鎖線は円筒対称のローカル軸を示す。音響パワー114は装置のイナータンス82、コンプライアンス84、および冷凍機部品86を通して時計回りに循環する。第1の周温熱交換器88および第2の周温熱交換器96の周りの重フランジ102、92は水ジャケットを含んでいる。Oリング、大概のフランジ、およびボルトは明瞭さを得るために省略する。

### 【0034】

第2の周温熱交換器96は本発明の作動のためには不必要であることを承知されたい。それは熱緩衝柱104の周温端に対して幾らかの流れの整流を与えるものである。部品が伝統的なOPTR型を含む無関係の試験から再使用されていたために、第2の周温熱交換器96に水の通路が含まれていた。

### 【0035】

冷凍機86の心臓部である蓄熱器98は、400メッシュ(すなわち、インチ当たり400のワイヤ)のあや織のステンレス鋼のスクリーンを直径6.1cmで打ち抜いて、厚さ2.1cmに積み重ねで作られた。蓄熱器のスクリーンの合計重量は170グラムであった。この蓄熱器の水力半径の計算値は、幾何および重量に基づいて、約12μmであった。水力半径は、良好な蓄熱器について要求されるような、アルゴンの熱浸透深さ(300Kで100μm)よりもずっと小さ

い。蓄熱器98の周りのステンレス鋼の圧力容器94は1.4 mmの壁厚を持っていた。熱緩衝柱104は内径3.0 cm、長さ10.3 cm、壁厚0.8 mmの簡単な開放円筒であった。緩衝柱104の直径はアルゴンの粘性浸透深さ(300 Kで90  $\mu$ m) よりもずっと大きく、またその長さは $|p_i|/p_a \sim 0.1$ の近くの典型的な作動点でのその中の1 cmのガスの変位の振幅よりも大きい。各端部では、少しの35メッシュの銅スクリーン(図示せず)が、単純な流れ整合器としての役をして、熱緩衝柱104での振動する栓流(plug flow)を維持するのを助ける。アルゴンの高密度がこの栓流の重力的安定性を高めるので、この最初の試験室冷凍機には注意深く流れの整流や先細り化を行なうことはしなかった。しかし、アルゴンの代わりに、一層のパワー密度を与えるヘリウムのようなガスを用いてもよく、また装置は最大の性能を得るため注意深い整流や流れの先細りを必要とするかもしれない。重力的安定性を得るために、冷凍機アセンブリの向きを図6に示すように縦方向とした。

#### 【0036】

試験の目的のため、冷凍機98と熱緩衝柱104との間の低温熱交換器106は、ファイバークラスのフレームにジグザグに巻いた1.8  $\Omega$ の長さのNiCrのリボンとした。ヒーターおよび温度計からの電線を熱緩衝柱に沿って軸方向に、室温の電氣的接続供給口へと通した。二つの水冷式熱交換器(第1の周温熱交換器88および第2の周温熱交換器96)は、殻と管からなる構造(shell-and-tube construction)であり、直径1.7 mm、長さ18 mmの管の内部のアルゴンで $|p_i|/P_a \sim 0.1$ で約 $10^4$ のレイノルズ数を持ったものであった。第1の周温熱交換器88はそのような管を365有し、第2の周温熱交換器96は91有していた。

#### 【0037】

イナータンス82は、攪乱端部効果を減少させるため、両端で図6に示すように7度の円錐になった内径2.2 cm、長さ21 cmの簡単な金属管であった。改造を容易にするために、イナータンス82と冷凍機86の構成部品はゴムのO-リングによって上部および下部の平坦なプレートへと封止した。平坦なプレートは、フランジの延長部と長いボルトが通る頑丈な管による枠(図示せず)とに

よって、ある一定の間隔に保持した。コンプライアンス84は、 $950\text{ cm}^3$ の体積の、2:2:1のアスペクト比を持った半分の長円体であった。

#### 【0038】

冷凍機86は最初は図6に示したように形成されたが、柔軟性のある膜108（風船型の隔膜などであってよい）を装備していなかった。 $|P_{ic}|/P_s=0$ 。068では、冷凍機は、当日水冷式熱交換器へ供給された冷却水の温度である、摂氏19度より低くは冷却しなかった。しかし、圧力の位相は予測値に近く、そして冷凍機の冷温は冷熱交換器に掛かった熱負荷とは極めて強く独立していた、例えば、 $|P_{ic}|/P_s=0$ 。07では、7.0Wの適用負荷は図7中に半塗り円で示したように、 $T_c$ を僅かに35度まで上げただけであった。それゆえ、音響現象および総冷却力は実質的に予期した通りであって、極めて大きいゼロではない

#### 【数44】

$$\dot{M}$$

が、そうでなければ満足な冷却力であったものに打ち勝って、低温熱交換器106を周温熱交換器88に熱的に固定した状態を保持した。

#### 【0039】

図7の半塗り円で示した最初の冷凍機の性能が、ゼロでない質量流束によるものであったことを示すために、図6に示すように、柔軟性のある膜108を第2の周温熱交換器96の上方に設置した。柔軟性のある膜108は完全に音響的に透過性である一方、

#### 【数45】

$$\dot{M}$$

を完全にブロックするものとして選択された。柔軟性のある膜108を所定位置において、冷凍機86は良好に作動し、

#### 【数46】



$$\dot{M} \equiv 0$$

を維持すればスターリング冷凍機のこの型の良好な作動が得られることを確認した。柔軟性のある膜108は0.04から0.10までの $|P_{10}|/P_0$ の範囲で作動した。一組の測定では、冷熱交換器106で（終始 $T_c = 13^\circ\text{C}$ ）電熱器のパワー

【数47】

$$\dot{Q}_c$$

を調節することによって $T_c$ を $-115^\circ\text{C}$ から $7^\circ\text{C}$ へ変えながら、 $|P_{1c}|/P_0 = 0.054$ が維持された。図7の塗りつぶされた記号および線はそれぞれ得られた測定および計算である。試験点は所与の $T_c$ を維持するため低温熱交換器106に適用された電熱器のパワー

【数48】

$$\dot{Q}_c$$

を示し、また線は対応する計算である。試験点は、また、側方分岐から送出された音響パワー

【数49】

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

の測定を示し、そして長鎖線は対応する計算である。短鎖線は回復したパワーの計算値（すなわち、柔軟性のある膜108を通過する音響パワー）を示す。

【0040】

図7に示したデータは、 $T_c$ が減少するにつれて冷却力が低下し、側方分岐から供給された音響パワーが上昇することを示す。実験と合理的な整合をしている計算は、これらの傾向の主因に対する洞察を与えるものである。第1に、計算された総冷却力、

【数50】

$$\dot{W}_c = \frac{1}{2} \text{Re}[p_{1c} \tilde{U}_{1c}]$$

は、これらの測定に対する  $T_c$  とは独立して、40Wでほぼ一定である。式(2)の近くで論じたように、大概の理想的な環境下ではこれは冷却力であろう。 $T_c$  が減少するにつれて計算された

【数51】

$$\dot{Q}_c$$

が40Wより下に減少することは、 $T_o - T_c$  にほぼ比例し、そしてほとんど全部蓄熱器98を通る熱流束によるものである。測定された

【数52】

$$\dot{Q}_c$$

と計算された

【数53】

$$\dot{Q}_c$$

との差もまた、 $T_o - T_c$  に比例して、 $T_c = -120^\circ\text{C}$  で10Wまで上昇する。これは、絶縁を通じての通常の熱漏洩と熱緩衝柱104でのストリーミングまたはジェット駆動の対流との組合せによるものと容易に判定し得る。第2に、最も理想的な環境下で、40Wの冷却力およびカルノー効率

【数54】

$$\dot{Q}_c / \dot{W} = T_c / (T_o - T_c)$$

での所要の正味音響パワーは、 $T_c = T_o$  でのゼロから  $T_c = -120^\circ\text{C}$  での35Wまで上昇する

【数55】

$$\dot{W} = (40 \text{ watts})(T_o - T_c) / T_c$$

となろう。これは、図7で下降する $T_c$ をもった計算された

【数56】

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

における40Wの上昇の大部分についての説明となる。

【0041】

【数57】

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

の測定値は、不明な理由により、ほぼ30%計算値を超過する。計算では、音響パワーの約5Wは柔軟性のある壁108の下第2の周温熱交換器96で消散し、15Wは蓄熱器98および隣接する熱交換機88、106で粘性のために失われ、そして10Wはイナータンス82で消散することを示している。

【0042】

これが従来のオリフィスパルス管冷凍機であれば、

【数58】

$$\dot{W}_c = 40\text{ W}$$

がオリフィス内で放散する。図7において、本発明の1つの側面である、算出されたフィードバック音響パワー

【数59】

$$\dot{W}_{recovered}$$

はおおよそ30Wであり、したがって、

【数60】

$$\dot{W}_c$$

の約75%が回復し、側方分岐112を介して共振器にフィードバックされる。なお、最高温度で、

【数61】

$$\dot{W}_{recovered}$$

は

【数62】

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

に匹敵する。言い換えれば、このような最高温度で、ドーナツ構成によって、本質的に不可逆な熱音響エンジン7-8から冷凍機8-0に送られる音響パワーは従来のオリフィスパルス管冷凍機の場合の約2分の一に減少する。

【0043】

本発明のエンジンの実施例を説明するために、図8に示すエンジン120を作製した。これは3.1MPaのヘリウムが充填され、70ヘルツで、対応する音波長が14mで作動した。蓄熱器122内とその下方の小円は、温度センサの場所を示すものである。また圧力センサも、 $P_{10}$ と $P_{11}$ を測定するために設けられた。外部ハードウェアのほとんどは図示されている。ただし、すべり継手148の周囲のごついボルトの枠と、音響共振器と、可変音響負荷は図示されていない。

【0044】

蓄熱器122は、直径が8.89cmに機械加工され、7.3cm積み重ねた120メッシュのステンレス鋼のスクリーンから作製した。スクリーンの積み重ねは、取り付け、取り外しが容易なように薄壁ステンレス鋼缶に収納した。冷凍機内のスクリーンの総重量を基にすると、体積多孔率は0.72で、水力半径は約42 $\mu$ mであった。これは蓄熱器122において140 $\mu$ mから460 $\mu$ mに変化するヘリウムの熱浸透深さより小さい。蓄熱器122の周りのステンレス鋼圧力容器124の高温側端での壁厚は12.7mmで、低温側端では6.0mmになるようテーパ加工した。

【0045】

熱緩衝柱126は、冷凍機122と同一内径で、長さが26.4cmの円筒と

した。この内径はヘリウムの粘性浸透深さおよび熱浸透深さよりはるかに大きく、長さは典型的な作動点

【数63】

$$|p_1|/p_m \approx 0.05$$

でのガス変位（2.5 cm）よりはるかに大きい。壁厚は高温側端でまず12.7 mmで、高温側端から9.6 cm離れたところでは6.0 mmに漸減している。熱緩衝柱内での境界層の駆動のストリーミングを抑制するように熱緩衝柱をテーパ加工することはなかった（米国特許出願08/975,766を参照のこと）。作動データによれば、この形式のストリーミングが存在し、この形式のストリーミングが数100ワットの熱を伝達した。このような測定によって、この種のエンジンでは熱緩衝柱をテーパ加工する必要があることがわかる。‘766出願に示された流動を減少させるための小テーパ角 $\theta$ （2～3度）は、図8からはすぐに明らかにはならないだろう。よって、図8は熱緩衝柱126のテーパ加工の実施例を含むとみなすべきである。流動を抑制するテーパ量と方向が直観的には明らかでなく、熱緩衝柱126の特定の実施例と作動条件から判定しなくてはならないことは、‘766出願から理解できるであろう。

【0046】

試験の目的のため、高温熱交換器128は電氣的に加熱されるNi-Crリボンをアルミニウム枠上にジグザグに巻いてなる。高温熱交換器128用の電気リードが、周囲温度端で熱緩衝柱126に入り、軸方向に熱緩衝柱を上りリボンまで渡された。高温熱交換器128に流れるパワーを市販の電力計で測定した。

【0047】

第1の周温熱交換器132と第2の周温熱交換器134は、殻と管からなる構造の水冷熱交換器であった。第1の周温熱交換器132は299個の内径2.5 mm、長さ20 mmの管を収容した。管内部の典型的なレイノルズ数は

【数64】

$$|p_1|/p_m \approx 0.05$$

のとき3, 000であった。第2の周温熱交換器134は109個の内径4. 6 mm、長さ10 mmの管を収容した。管内部の典型的なレイノルズ数は

【数65】

$$|p_1|/p_m \approx 0.05$$

のとき16, 000であった。第2の周温熱交換器134は試験のために設けられたもので、実際にエンジンを使用する際には必要としない。

【0048】

イナータンス136の主要部は市販のスケジュール40、公称2. 5インチの炭素鋼管からなる。内面に軽機械加工を施して仕上げを向上させた。イナータンス136をエンジンの主要部に再接続するため、標準の2. 5インチ管クロス138と、標準の4インチから2. 5インチへの径違いT管192を用いた。イナータンス136の総長は59 cmで、内径は約6. 3 cmであった。コンプライアンス144は2個の市販の公称4インチで90°のエルボからなる。コンプライアンス144の総体積は0. 0028 m<sup>3</sup>であった。市販の4インチから2. 5インチへの径違い継手146を用いて、イナータンス136をコンプライアンス144に滑らかに適合させた。熱緩衝柱126と圧力容器124が熱膨張するにつれてイナータンス136が長くなるようにイナータンス136はすべり継手148を有している。

【0049】

図8に示すエンジンの実施例では、流体力学的方法、たとえば下で説明するジェットポンプ140を用いて

【数66】

$$\dot{M}_2$$

を抑制した。まず、比較のために基準を設定した。エンジン120を、

【数67】

$$\dot{M}_2$$

をブロックすることなく作動させた。その後、エンジン120を、径継手146とコンプライアンス144との間の接合部にゴムの膜152を取り付けて作動させた。いずれの作動時でも、圧力の位相  $p_{10}$  と  $p_{11}$  はあらかじめ行った計算に基づく推定値に近いものであった。この2つの作動の大きな違いは

【数68】

$$\dot{M}_2$$

の存在であった。

【0050】

図9はこれらの2つの作動時の蓄熱器122における温度分布を示す。いずれの作動時も、熱の増加量は、圧力振幅が

【数69】

$$|p_{10}|/p_m \approx 0.05$$

になるまで高温熱交換器128に印加された。エンジンに対する唯一の負荷は、(図示しない)音響共振器自身であった。したがって、 $T_H$ はいずれの場合でもほぼ同一でなければならない。ダイアフラムが配置されているとき、温度は周温端から高温端へと線形に上昇する。

【0051】

【数70】

$$\dot{M}_2$$

がなければ、ヘリウムとステンレス鋼の熱伝導率が温度に依存するのはほんのわずかであるので、この線形依存性が期待できる。

【0052】

膜152が取り外され、

【数71】

$$\dot{M}_2$$

が制限されていない場合の温度分布はかなり異なる。等式（9）とそれにつづく説明によって、

【数72】

$$\dot{M}_2$$

は音響パワーの流れと同一方向に流れることがわかる。この場合、

【数73】

$$\dot{M}_2$$

は第1の周温熱交換器132から蓄熱器122に入る。図9から明らかなように、この冷ガスの流束がほぼ全長にわたり蓄熱器122の温度を減少させる。高温熱交換器128の存在によって温度は高温端近くで急激に上昇する。なお、図9において、線は図を見る場合の道しるべにすぎず、データ点間の実際の温度を反映したものではない。7.2cm近くでの温度は、10cm近くでの温度とほぼ同一であると仮定することができる。

【0053】

【数74】

$$\dot{M}_2$$

を大まかに推定するために、膜152がある場合とない場合で、この圧力振幅でエンジンを作動させるのに必要な熱入力

【数75】

$$\dot{Q}_H$$

量を比較する。膜152が配置されている場合、

【数76】

$$\dot{Q}_H = 1250 \text{ W}$$

である。膜152がない場合、



【数77】

$$\dot{Q}_H = 2660 \text{ W}$$

である。この熱入力差

【数78】

$$\Delta \dot{Q}_H$$

は等式(14)と

【数79】

$$\dot{M}_2 \approx 1.5 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

を用いて、

【数80】

$$\Delta \dot{Q}_H = \dot{M}_2 c_p (T_H - T_0) \quad (14)$$

から求められる。

【0054】

【数81】

$$\dot{M}_2$$

を抑制する一つの方法は、蓄熱器122を通して大きさが等しく、逆の方向の

【数82】

$$\dot{M}_2$$

を駆動する時間平均の圧力降下  $\Delta p_z$  を蓄熱器122両端に課すことである。必要とされる  $\Delta p_z$  は、ここでは参考として引用する K a y s と L o n d o n の「コンパクトな熱交換器」(Compact Heat Exchangers, (Mcgraw-Hill, NY 1964))の図7～9の低レイノルズ数制限を使用して、断面積  $S$  と水力半径  $r_h$  のスクリーンベッド (a screen bed) 中の圧力勾配として推定することができる。

【0055】

【数83】

$$\frac{dp_2}{dx} \cong -\frac{6\dot{M}_2\mu}{\rho_m S r_h^2} \quad (15)$$

ここに、 $\mu$ は粘度である。数的な要素は、ベッドの容量的多孔性に弱く依存している。図9に示したデータと

【数84】

$$\dot{M}_2$$

の推定に対して、必要とされる圧力降下は370Paである。

【0056】

蓄熱器122内の

【数85】

$$\dot{M}_2$$

を推定する別の方法は、式(9)と続く検討、すなわち、

【数86】

$$\dot{M}_2 = \rho_m \dot{W}_2 / p_m$$

を使用する。実験条件の下で、蓄熱器122の周囲環境端において、

【数87】

$$\dot{W}_2$$

は

【数88】

$$\dot{M}_2 = 1.3 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

として

【数89】

$$\dot{W}_2 = 850 \text{ W}$$

と計算される。

【0057】

【数90】

$$\dot{M}_2$$

の実験的推定と計算は、大まかな一致を得、 $\Delta p_2 \sim 3.70 \text{ Pa}$ の推定がほぼ正確であることが示唆される。

【0058】

低い粘度または大きい管直径の制限において、また乱流のないことにおいて、 $P_2$ がベルヌーイの式のある音響的バージョンによって説明される。これは、蓄熱器の二つの端部を連結する音響的に理想的な経路が、蓄熱器122両端に

【数91】

$$\Delta[p_m u_1 \tilde{u}_1]$$

程度の圧力差を課すことを示唆している。ここに $\mu_1$ は複素速度振幅である（このような理想的経路は、熱交換器または小さい通路を有する他の要素を除き、熱緩衝柱、イナータンスおよびコンプライアンスを含むことになる）。この圧力差は一般的に、

【数92】

$$\dot{M}_2 = 0$$

に必要とする $\Delta p_2$ よりもずっと小さい。したがって、必要とされる $\Delta p_2$ を生成するために、乱流や粘度、ベルヌーイの式に含まれないいくつかの他の物理的現象による付加的な物理的効果または構造が、経路中に必要である。

【0059】

非対称流体力学的終端効果が、この必要とされる $\Delta p_2$ を生成することができ

る。 $|u_1|$  が大きい小径管と  $|u_1|$  が小さい大径管間のテーパ付き過渡部において、テーパが十分に穏やかであれば、乱流は回避され、またベルヌーイの式は保たれる。これとは逆に過渡部が急激であれば、大きい  $|u_1|$  が相当な乱流を発生し、またさらに急激な過渡部の両端の振動圧力降下は、高いレイノルズ数の定常流中の「マイナーロス」として知られている減少を示す。ガスの変位の振幅がチューブ直径よりもずっと大きければ、どの瞬間における流れも過去の履歴の記憶を少しだけ有するので、これによって音響特性は定常流れ現象についての周知の式の注意深い時間積分から演繹することができる。

#### 【0-0-6-0】

急激な過渡部を通る定常流れにおいて、ベルヌーイの式の理想からの圧力のマイナー・ロスによる偏差  $\Delta p_{ml}$  は次式

#### 【数93】

$$\Delta p_{ml} = K \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (16)$$

で与えられ、ここに、 $K$  は多数の過渡部の形状について周知であるマイナー・ロス係数であり、また  $u$  は速度である。 $K$  は過渡部を通る流れの方向に強く依存している。図10Aと10Bに示した例において、小さいフランジ付き管160が本質的に無限に開口した空間164に連絡されている。ガス164（管内の速度  $u$ ）が管162から流出したとき、ジェットが発生し、また、運動エネルギーがジェットの下流で乱流166として消失する； $K_{out} = 1$ 。これに対し、ガスが図10Bに示したように管162に流入したとき、オープンな空間164内のストリームライン168は広く、かつ滑らかに広がる；入口のエッジの丸みの大きい半径  $r$  に対して、 $K_{in}$  は0.5と0.04の間の小さな値である。

#### 【0061】

$u_1 = |u_1| \sin \omega t$  であれば、時間平均の圧力降下が、式(16)を時間につき積分することによって得られる：

#### 【数94】

$$\begin{aligned}\overline{\Delta p_{ml}} &= \frac{\omega}{2\pi} \left( \int_0^{\pi/\omega} K_{out} \frac{1}{2} \rho |u_1|^2 \sin^2 \omega t dt - \int_{\pi/\omega}^{2\pi/\omega} K_{in} \frac{1}{2} \rho |u_1|^2 \sin^2 \omega t dt \right) \\ &= \frac{1}{8} \rho |u_1|^2 (K_{out} - K_{in}) \quad (17)\end{aligned}$$

この流体力学的平均圧力差を、

【数95】

$$\dot{M}_2 = 0$$

に必要とする蓄熱器両端の  $\Delta p_2$  の源として使用することができる。

【0062】

【数96】

$$\dot{M}_2$$

のこのような簡単な制御は不利益なしではないが、音響パワーは次の率で消失される：

【数97】

$$\begin{aligned}\dot{E} &= S \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \Delta p_{ml} u dt \\ &= S \frac{\omega}{2\pi} \left( \int_0^{\pi/\omega} K_{out} \frac{1}{2} \rho |u_1|^3 \sin \omega t dt - \int_{\pi/\omega}^{2\pi/\omega} K_{in} \frac{1}{2} \rho |u_1|^3 \sin^3 \omega t dt \right) \\ &= \frac{1}{3\pi} \rho |u_1|^2 |U_1| (K_{out} + K_{in}) \quad (18)\end{aligned}$$

$$= \frac{8}{3\pi} \overline{\Delta p_{ml}} |U_1| \frac{K_{out} + K_{in}}{K_{out} - K_{in}} \quad (19)$$

ここに、Sは小さい管162の面積である。式(19)は、所望の

【数98】

$$\overline{\Delta p_{ml}}$$

を生成する最高の方法は、流体力学的な質量流束抑制器を  $|U_1|$  が小さい位置に挿入し、 $K_{out} - K_{in}$  ができる限り大きくなるような形状とすることである。

#### 【0063】

エンジン 120 (図8) において、 $|U_1|$  が蓄熱器 122 近傍で最も小さいが、付加的な要素を付加するために不便な位置である。第2の周温熱交換器 134 はほんのわずかに大きい  $|U_1|$  を有し、また既に  $p_{10}$  が  $p_{11}$  をわずかにリードすることを保証するためいくらか余分な消費を必要とし、したがって、第2の周温熱交換器 134 下方の空間が流体力学的質量流束抑制の実験のための位置として選択された。本実施例において、流体力学的質量流束抑制器 140 は、25個の同じテーパ付き孔の穿設された真ちゅうブロックから形成された「ジェットポンプ」である。各孔は、長さ1.82cm、第2の周温熱交換器 134 に最も近い上端で直径8.05mmであり、下方端で直径5.72mmである。孔の十分丸みの付けられた小径端部における終端効果は、強力に非対称であり、所望の

#### 【数99】

$$\overline{\Delta p_{ml}}$$

を生ぜしめ、一方、孔の大径端部における速度は、マイナーロスが無視できるくらい十分小さい。端部が結合するテーパ部は、中間的なマイナーロスを阻止するのに十分ゆるやかである。選択された形状において、ジェットポンプ 140 は  $\Delta p_2 = 930 \text{ Pa}$  の圧力を生成すると推定される。しかし、この推定は、ジェットポンプ 140 の二つの端部におけるマイナーロス間に相互作用のないことが保証される計算に基づいている。定常流れに対して、互いに近接して配置された二つのマイナーロス位置が、個々の  $\Delta p_2$  の和よりも小さい  $\Delta p_2$  という結果となる。

#### 【0064】

ジェット・ポンプ 140 が設置され、エンジン 120 が図9の他の二つのデータ群と同じ動作点で作動させられる。ジェットポンプ 140 ありの温度分布は、

ラバー膜152ありの分布にほぼ回復される。さらに、ラバー膜152ありでこの動作ポイントに達するのに必要な熱入力量は、ほんの $Q_H = 1520\text{W}$ である。ラバー膜152なしで必要になる余分な熱量は1400Wである。ジェットポンプ140の使用は、これを260Wへと82%減少させる。これはジェットポンプ140の有効性を明確に示している。

# 【0065】

可変の音響負荷（図示省略）を使用してエンジンの音響負荷を増大させることにより、温度分布の測定が、 $|p_{10}|/p_m = 0.05$ の固定値において $T_H$ の関数として行なわれた。これらの測定は、 $20.0^\circ \leq T_H \leq 72.5^\circ\text{C}$ において温度分布の直線性に検出可能な変化はないことを示した。したがって、ジェット・ポンプ140は負荷状態の変化に対しまったく影響されないように見受けられる。最後に、音響負荷を固定し、

# 【数100】

$$\dot{Q}_H$$

を変更することにより、固定された

# 【数101】

$$T_H \approx 52.5^\circ\text{C}$$

のときの温度分布が $p_1$ の関数として行なわれた。温度分布は $0.03 \leq |p_{10}|/p_s \leq 0.05$ の範囲において変化しない。より高い圧力振幅において、ジェット・ポンプが他の $\Delta p_2$ の供給源に対して弱くなった。最も高い圧力振幅 $|p_{10}|/p_s = 0.075$ に達したときに、蓄熱器の中央における温度がその低い値310℃から235℃に降下する。この量は、

# 【数102】

$$T_H - T_0 \approx 52.5^\circ\text{C}$$

のほんの15%の変化量に相当する。

# 【0066】

ジェット・ポンプ140によるこれらの測定中に得られた効率を、図11Aと11Bに示す。これらの測定中、最も高い効率は

【数103】

$$\eta = \dot{W} / Q_H = 0.17$$

であり、カルノー効率に対する割合の最大は、 $\eta_{II} = \eta / \eta_c = 0.27$ である。ここにカルノー効率は、 $\eta_c = 1 - T_o / T_{II}$ である。正しく配備されたラバー膜152において、最も高い観測された値は $\eta = 0.21$ および $\eta_{II} = 0.32$ である。測定中、エンジンの仕事出力

【数104】

$$\dot{W}$$

は、可変音響負荷に導出される音響パワーのみがカウントされ、共振器での消散は含まれない。したがって、これらの効率はエンジンと共振器のものを加算して現れ、共振器へ供給されるエンジンのパワーの効率はさらに高くなる。

【0067】

動作条件の広い範囲に渡って

【数105】

$$\dot{M}_2 = 0$$

を実施するために進行波デバイスが $\Delta p_2$ を供給すべく動作しているとき、ときには、質量流束抑制のための流体力学的方法の強さを調節することが望まれる。このような流体力学的方法を試験するために、図6に示す冷凍機装置が、図6に示した柔軟性のある膜108の代わりに、図12Aおよび12Bに示したようなスリット・ジェット・ポンプを含むように改造された。スリット172は、図10Aと10Bに図示したような非対称な流れをもたらし、またこれによって

【数106】

$$K_{out} \simeq 1 \text{ と } K_{in} \simeq 0.1$$



における式(17)に示したように $\Delta p_2$ を提供する。支点174が、スリット172の右壁176の移動を許容し、例えば圧力シールを介して手動調節するための外部ノブに連結されたレバー(図示省略)によって、または例えば蓄熱器98(図6)の中央にある温度センサーによって調整される自動制御装置によって移動される。このようにしてスリット172の右壁176の移動は、スリット172の面積を調節し、これによって $|u_1|$ を $|U_1|$ に対して変化させ、これによって $\Delta p_2$ が式(17)に基づいて変化される。

#### 【0068】

この機構でのテストが、 $T_c$  ( $0^\circ$  から  $-7.0^\circ\text{C}$ ) の範囲および圧力振幅  $|p_r|/p_a$  (0.03 から 0.05) の範囲で、蓄熱器98の中央の温度を  $T_c$  と  $T_o$  の平均にほぼ等しく、すなわち

#### 【数107】

$$\dot{M}_2 = 0$$

を示す温度に保つようにスリット172の幅を調整可能であることを示した。これらの状況下で、冷凍機の性能は、柔軟性のある膜108を使用したときの性能と同様であった。

#### 【0069】

本発明のこれまでの説明は、波長以下の長さの環状体と質量流束抑制のための柔軟性のあるバリア方法とを備える冷凍機の観点から、また波長以下の長さの環状体と質量流束抑制のための流体力学的方法とを備えるエンジンの観点からがほとんどである。しかし、熱緩衝柱と質量流束抑制のためのどちらかの方法の使用が、エンジンおよび冷凍機の両方で、これらのエンジンおよび冷凍機がここで説明した波長以下の長さの環状体を使用していようが、C e p e r l e y によって説明されるより全波長に近い環状体を使用していようが、適用可能である。付加的な柔軟性のあるバリア方法(ペローを含む)および付加的な流体力学的方法(上述した調節可能な方法を含む)も有効であることは、説明から明白である。質量流束抑制が局地化されるとしてここでは説明されているが、装置のいくつかの領域に渡って分布することもあり、例えば一つまたはそれ以上の熱交換器内にテ

ーパー付き経路を使用し、また環状体と側方分岐（例えば図8参照）との「T」結合部に非対称流体力学的作用を使用する場合である。

#### 【0070】

本発明の全ての観点において、冷凍機としてヒートポンプと適用することができるように、エンジンと冷凍機は同じ環状体を分担でき、マルチデバイスが環状体を分担でき、また共通のイナータンスと共通のコンプライアンスを分担するように多数の方法で連結できるマルチ環状体が明白である。このような状況において、各環状体はそれぞれの質量流束抑制器を必要とし、また大気温度以外の温度にある各熱交換器は近接する熱緩衝柱によって利益を受けるのが有利である。

#### 【0071】

図13A-Dはこれらの実施例のいくつかを示す。これらの図面の説明において、用語の蓄熱器、熱交換器、質量流束抑制器、サーマルバッファ、イナータンス、コンプライアンスおよび他の用語は上述した詳細な説明と同じ意味を有しているので、詳細な説明は省略する。これらの要素の構成によって異なる実施例を提供するが、要素の異なる機能は提供しない。

#### 【0072】

まず図13Aを参照して、要素のヒートポンプ形態を示す。環状体180はイナータンス202とコンプライアンス198を規定する。蓄熱器182が循環音響パワーに関して蓄熱器182から下流の周温熱交換器184とともに、環状体180内に配備されている。高温熱交換器186が蓄熱器182近傍に上流に配備されている。質量流束抑制器185が周温熱交換器184から下流に示されているが、環状体180内のどこか都合のよい位置に配置してもよい。この場合において、熱緩衝柱188が高温熱交換器186近傍に配備され、この熱交換器は装置の動作温度を規定する。音響パワー192が音響デバイス196によって発生され、側方分岐194を介して環状体180にされる。

#### 【0073】

図13Bは、図4で説明した本発明によるエンジンによって形成された音響ソース40と、図3で説明した本発明による冷凍機によって形成された音響シンク76との組み合わせを示し、同様の参照番号は図3と4の参照と同一にするよう

に同様の要素を表している。共通の側方分岐が図3と4に示した音響パワー42、72を伴う側方分岐44と74に対応している。

【0074】

図13Cは図13Bに示した実施例のさらなる改良であり、エンジン212と冷凍機230が単一の環状体210内に収容されている。エンジン212は蓄熱器216を含み、蓄熱器216に隣接する熱交換器214（周囲環境温度）と熱交換器218（動作温度）とを備え、動作温度の熱交換器218は蓄熱器216の下流であり、動作温度の熱交換器218から下流に近接する熱緩衝柱222を備える。必要ならば、エンジン212は、関連するイナータンス224とコンプライアンス226を有し、出力音響パワーの適切な位相を提供する。

【0075】

冷凍機230がエンジン212から音響パワー出力を受ける。冷凍機230は、近接して熱交換器232（周囲環境温度）と熱交換器236（動作温度）とを伴う蓄熱器234を含んでいる。熱緩衝柱238は動作温度の熱交換器236から下流にある。必要ならば、付加的なイナータンス242とコンプライアンス244を環状体210によって規定してもよい。本発明によれば、質量流束抑制器240は環状体210に含まれている。抑制器240は一般的に環状体210内のどこかに配備され、環状体210内で一箇所に設けてもよく、分布した抑制器として設けてもよく、分散した複数の構成要素として設けてもよい。

【0076】

図13Dは図3に示した冷凍機の並列多重形態を概略的に示す。同様の要素は同じ参照番号か、またはダッシュ付きの参照番号で示し、図3を参照して説明する。図示したように、一つまたはそれ以上の冷凍機セクションが、循環音響パワー38、38'のために共通コラム50によって連結されている。コラム50は並列冷凍機のためのイナータンスを規定する形態とすることができる。二つを超える冷凍機を並列に連結してもよいことが理解できる。さらに、図13Dは冷凍機を示しているが、同じ形態を図4に示したエンジンとして使用することもできる。

【0077】

スターリングサイクル進行波冷凍機とエンジンのこれまでの説明は図示と説明の目的で提示したもので、本発明を網羅し、またはこれを限定して精密な形態を説明することを意図したものではなく、上述の教示に照らして多数の修正例および変形例が可能である。実施例は本発明の原理とその実地的な適用を最もよく説明するために選択し、説明した。これによって、当該技術に習熟した人にとっては、本発明を、意図した特定使用に適するように種々の実施例および種々の修正例にうまく利用することが可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1 Aおよび図1 B】

図1 Aおよび図1 Bは、それぞれ、従来技術のスターリングサイクル冷凍機の熱交換構成要素の略図、および位相ベクトル図である。

【図2 Aおよび図2 B】

図2 Aおよび図2 Bは、従来技術のスターリングサイクルエンジンの熱交換構成要素の略図、および、それに伴う位相ベクトル図である。

【図3】

図3は、本発明に従ったスターリングサイクル冷凍機の1つの実施形態を略図で示す。

【図4】

図4は、本発明に従ったスターリングサイクルエンジンの1つの実施形態を略図で示す。

【図5 Aおよび図5 B】

図5 Aおよび図5 Bは、本発明の基本的様相に相似の電気回路を示す。

【図6】

図6は、膜による質量流束抑制器を有する本発明の冷凍機の断面図である。

【図7】

図7は、図6に示された冷凍機について、低温熱交換器温度 $T_c$ の関数としてのパワーのフローをグラフで示す。

【図8】

図8は、流体力学的な質量流束抑制器を有する本発明のエンジンの断面図であ

る。

【図9】

図9は、図8に示されたエンジンの蓄熱器における温度分布をグラフで示す。

【図10Aおよび図10B】

図10Aおよび図10Bは、流体力学的な質量流束抑制器を通る非対称質量流束の略図である。

【図11A】

図11Aは、 $T_H = 525^{\circ}\text{C}$ であるときの、図8に示されたエンジンの効率をグラフで示す。

【図11B】

図11Bは、 $|p_1|/p_0 = 0.05$ であるときの、図8に示されたエンジンの効率をグラフで示す。

【図12Aおよび図12B】

図12Aおよび図12Bは、それぞれ、本発明で使用される可変スリット質量流束抑制器の側面断面図および平面図である。

【図13A】

図13Aは、図3に示された冷凍機のヒートポンプ適合例を略図で示す。

【図13B】

図13Bは、図4に示されたエンジンによって駆動される図3の冷凍機を略図で示す。

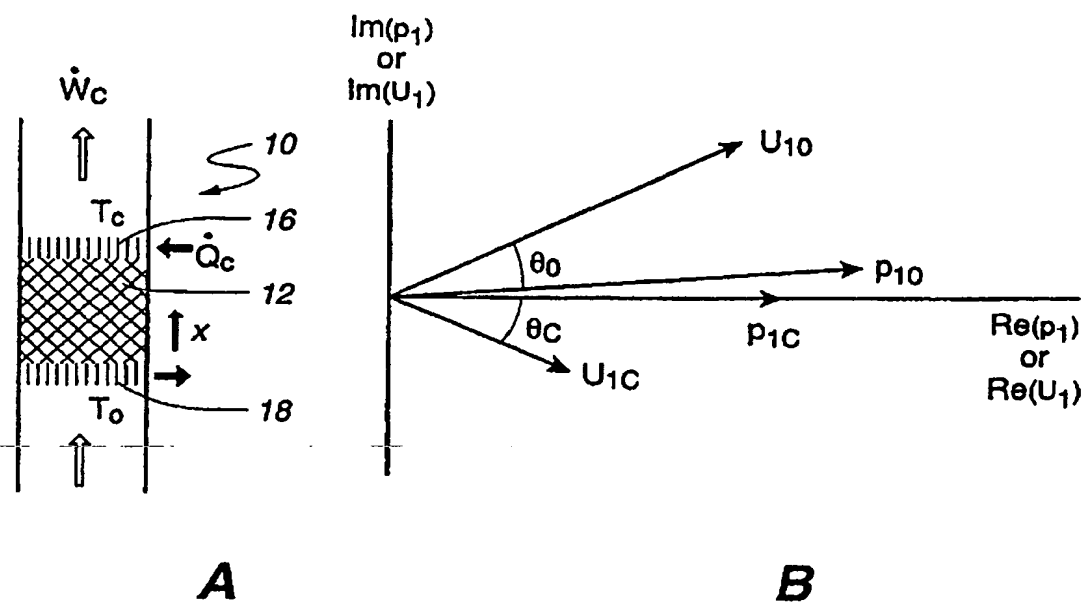
【図13C】

図13Cは、単一の環状体の中に置かれた熱駆動冷凍機を略図で示す。

【図13D】

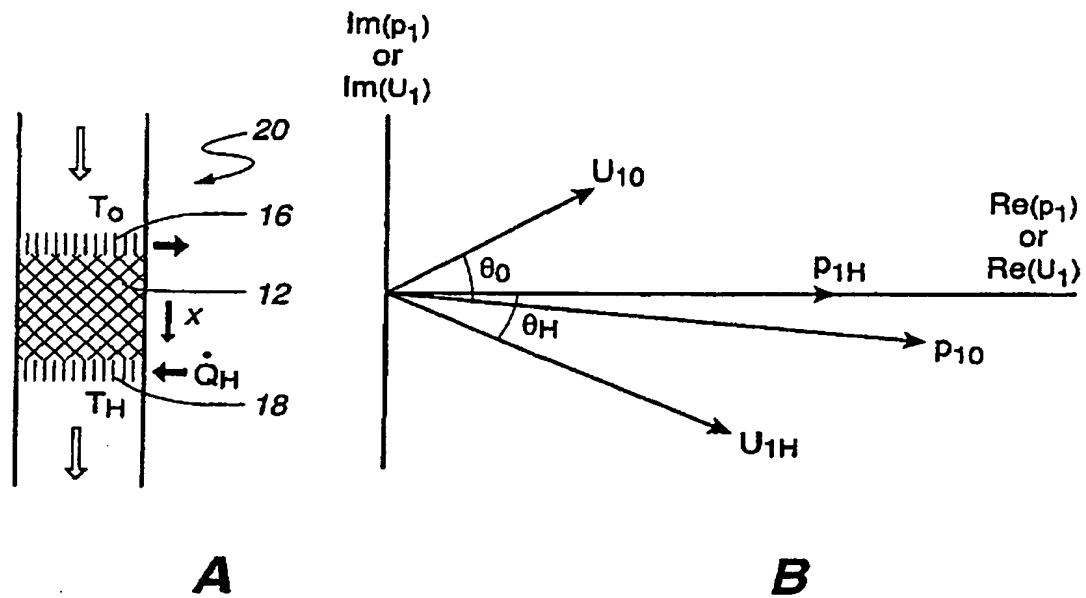
図13Dは、単一の源と並行接続されて、その源から駆動される図3の複数の冷凍機を略図で示す。

【図1】



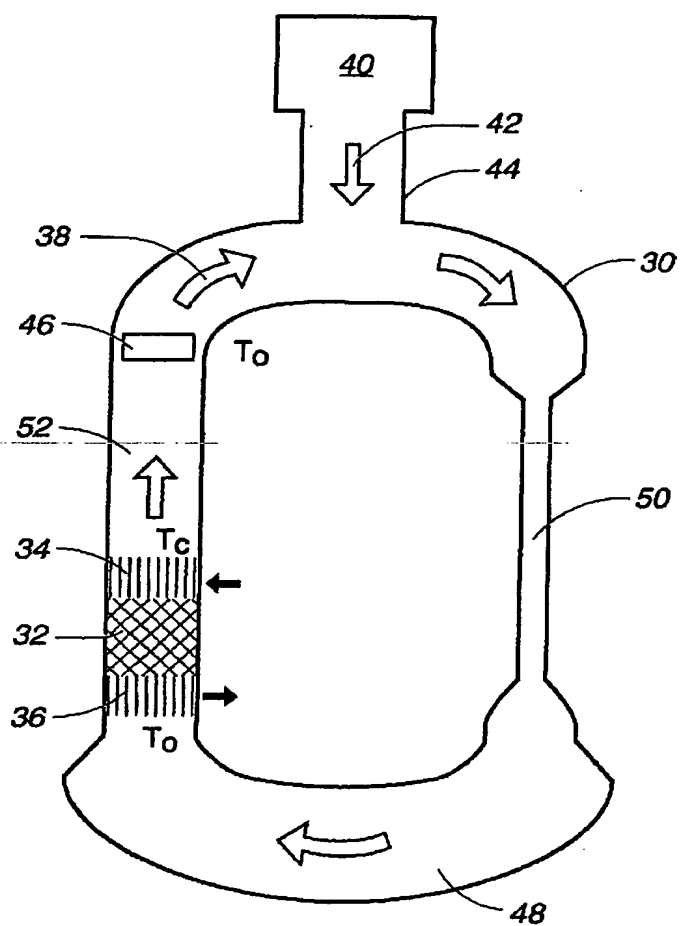
(先行技術の冷凍機)

【図2】

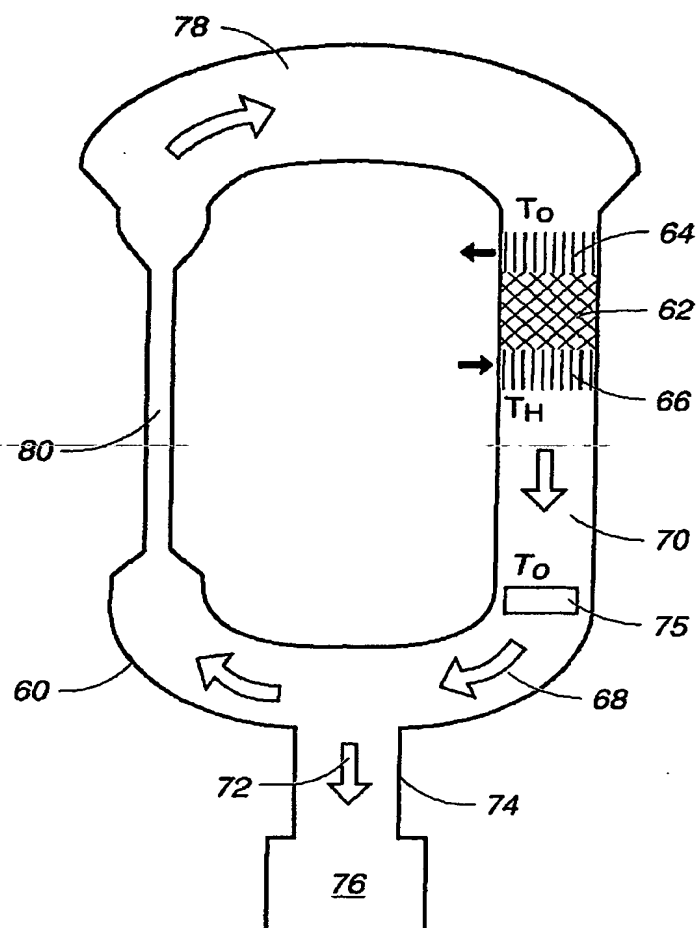


(先行技術のエンジン)

【図 3】

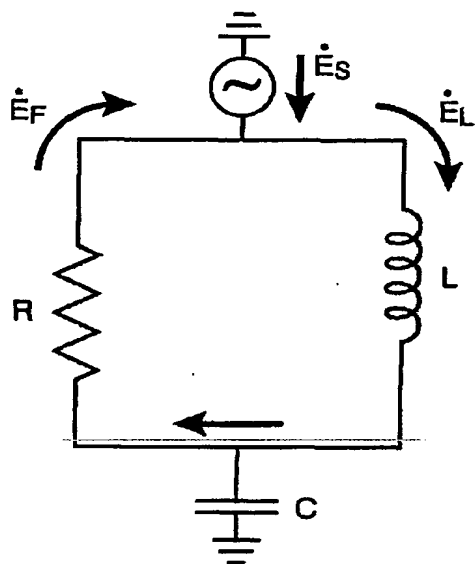
**Fig. 3**

【図4】

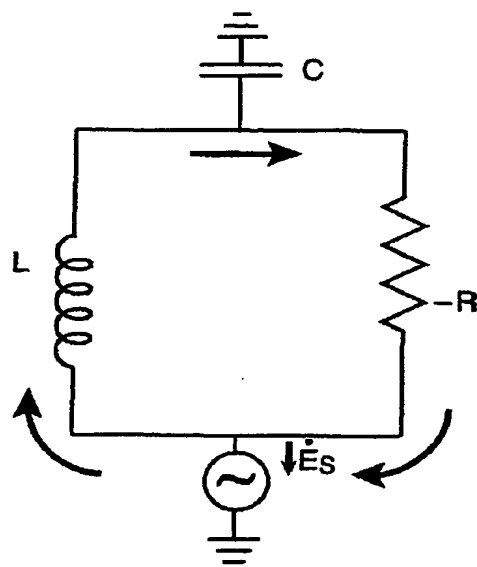
**Fig. 4**



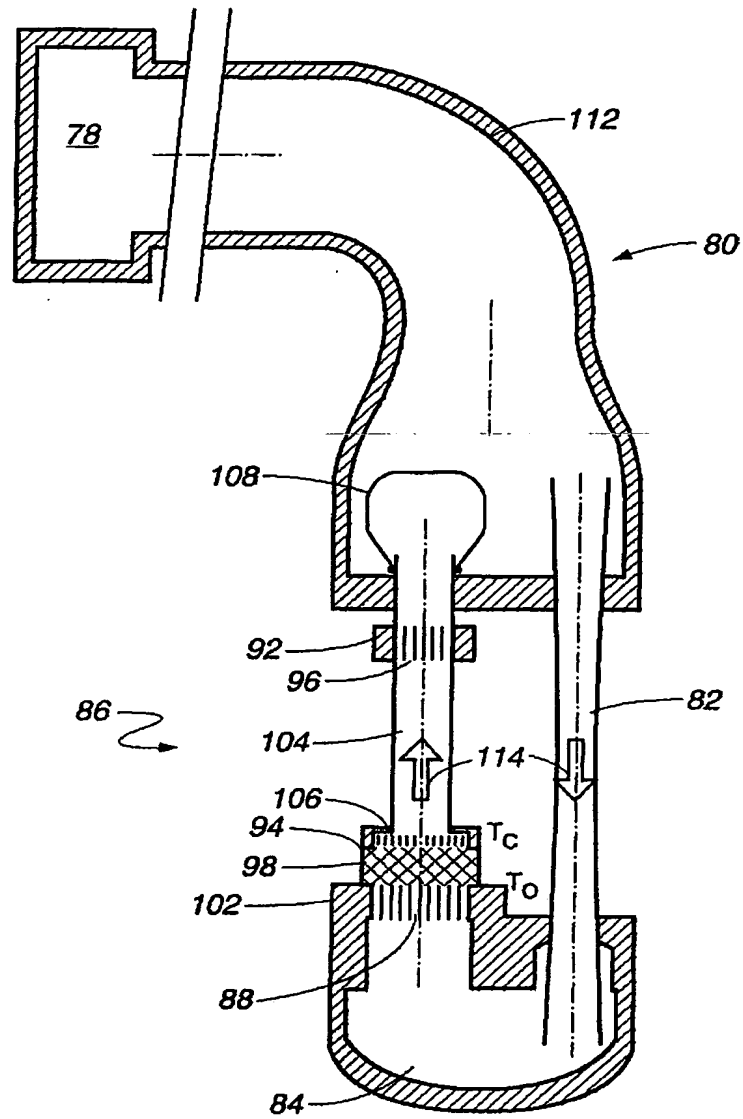
【図 5 A】

**Fig. 5A**

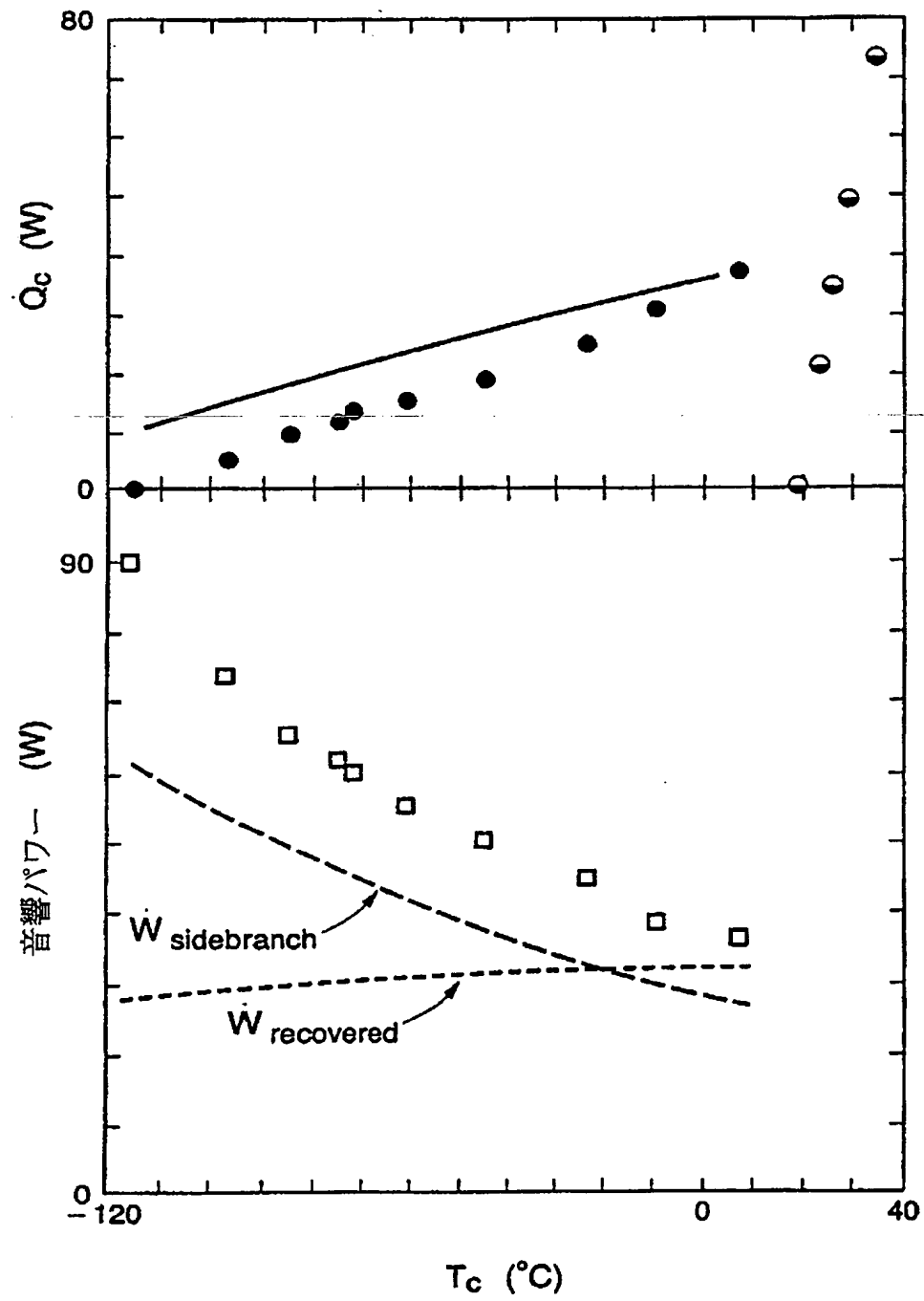
【図 5 B】

**Fig. 5B**

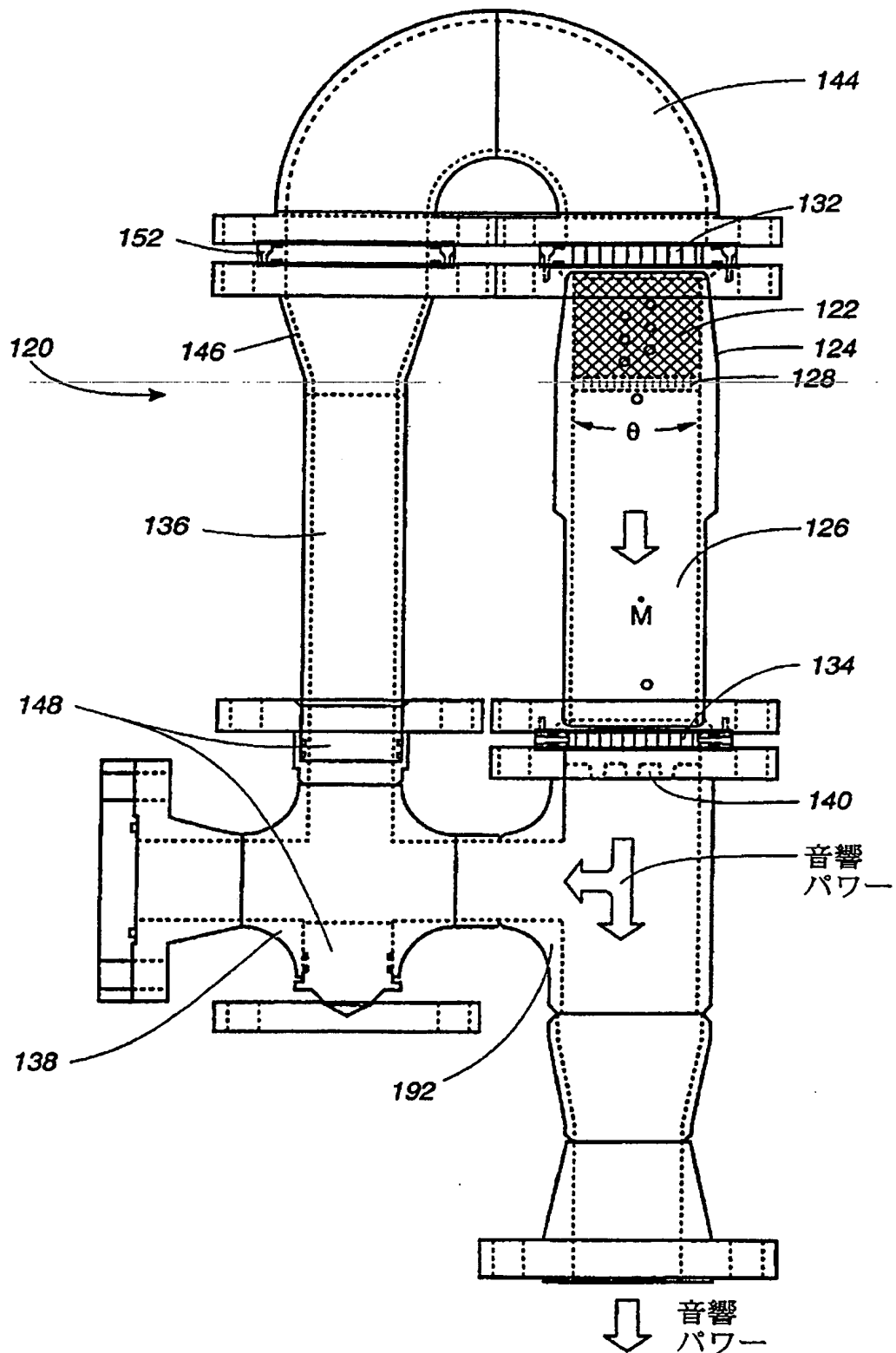
【図6】

**Fig. 6**

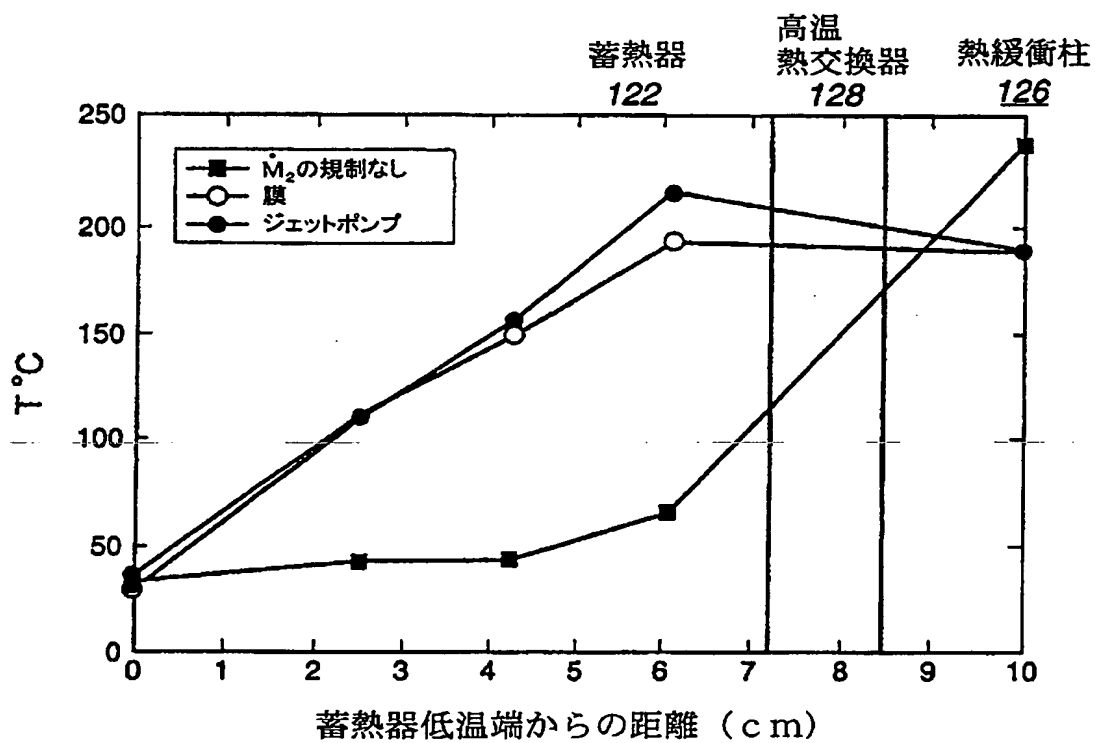
【図7】



【図8】



【図9】



【図10A】

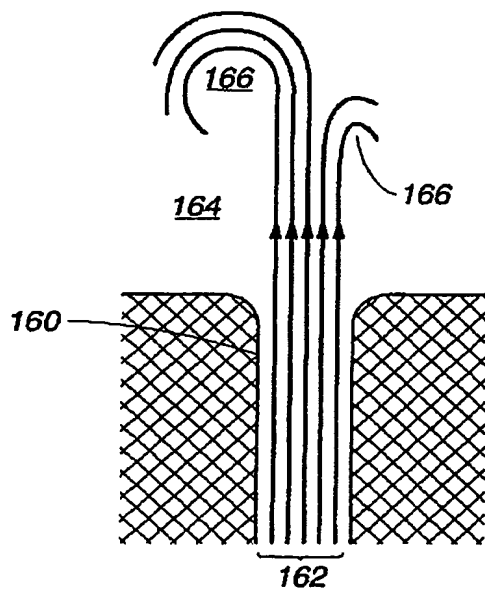
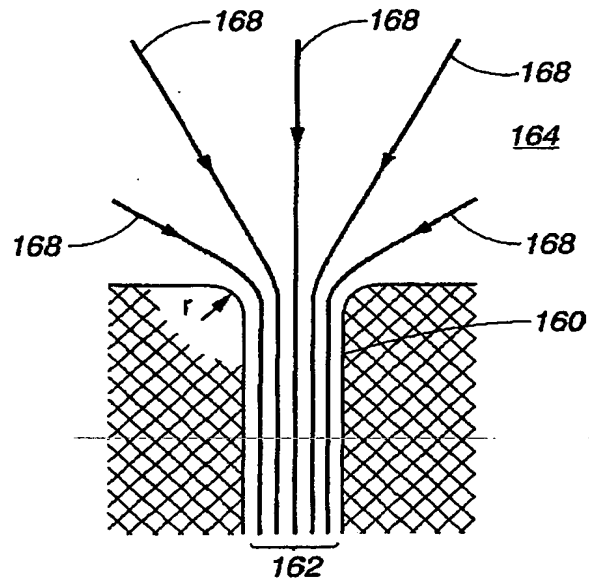


Fig. 10A

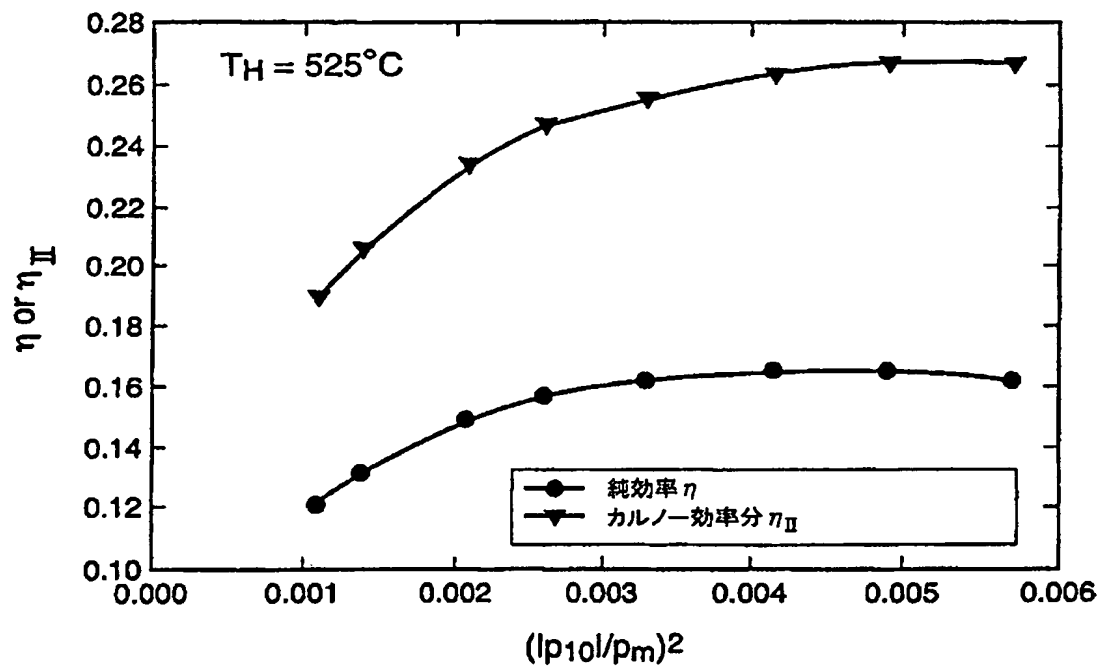
(54)

特表2002-535597

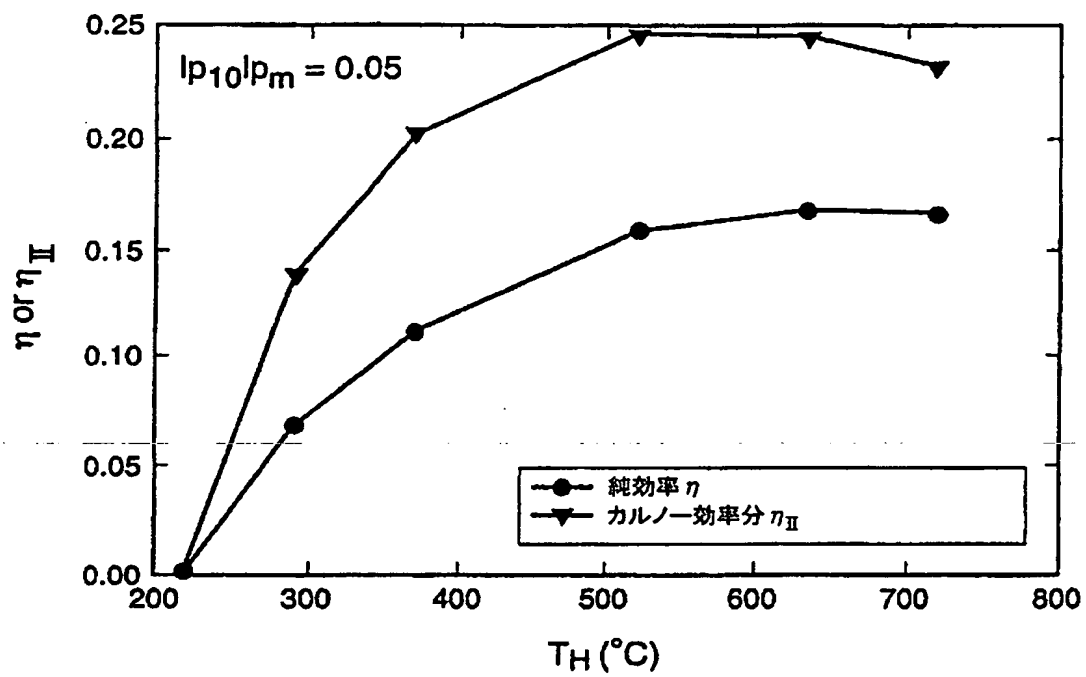
【図10B】

**Fig. 10B**

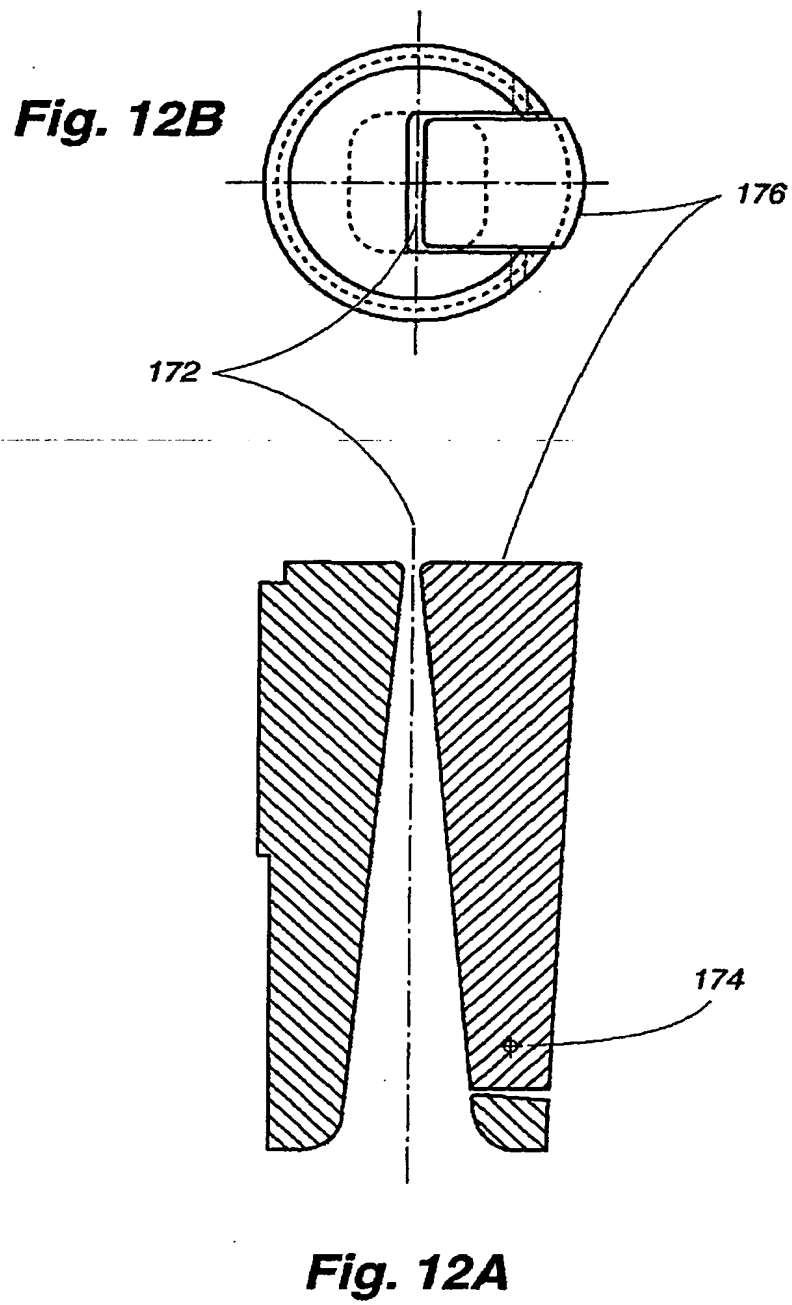
【図11A】



【図11B】



【図12】

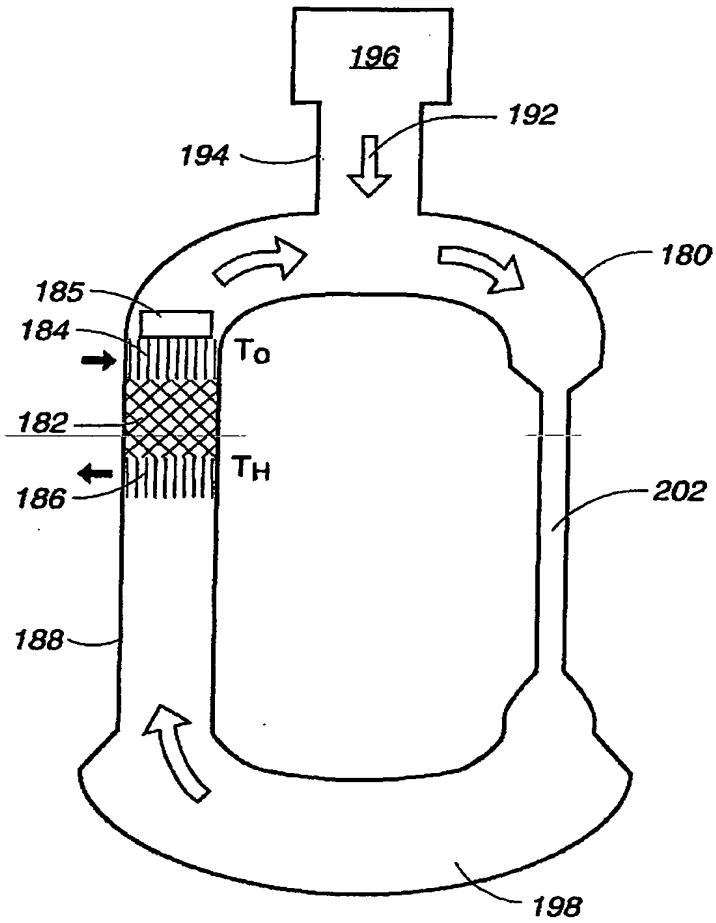




(57)

特表2002-535597

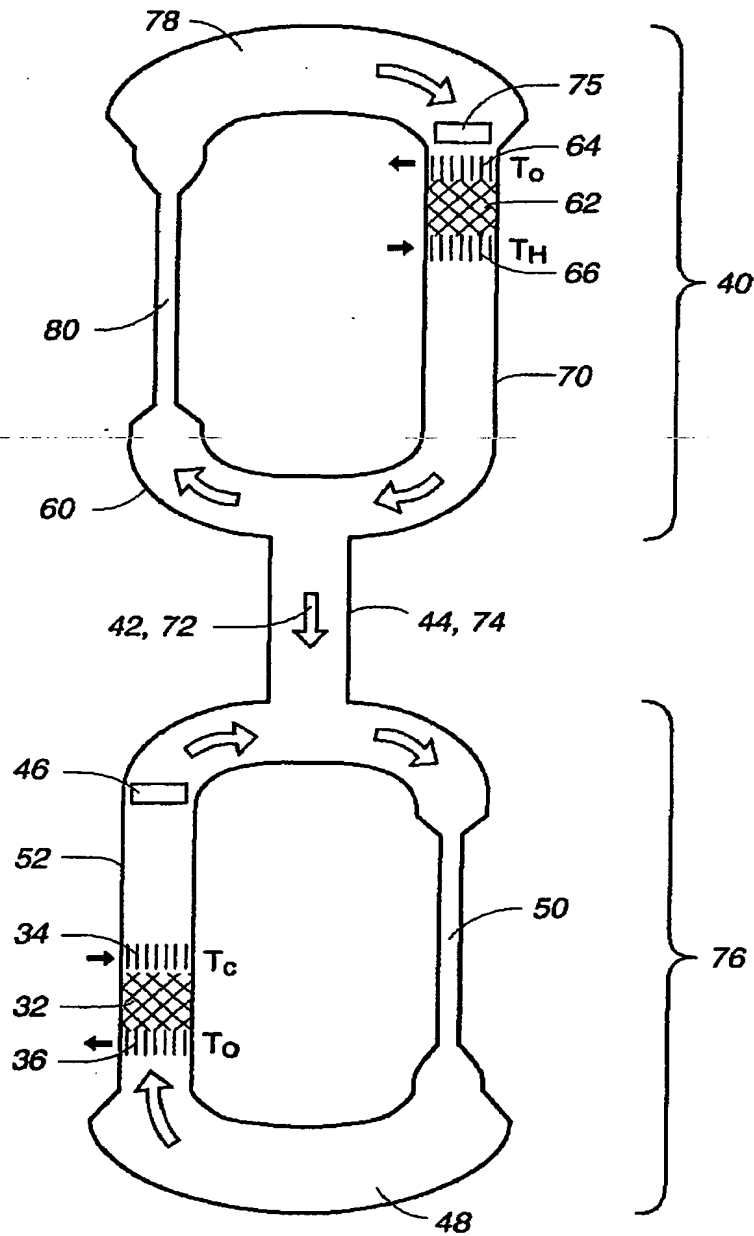
【図13A】

**Fig. 13A**

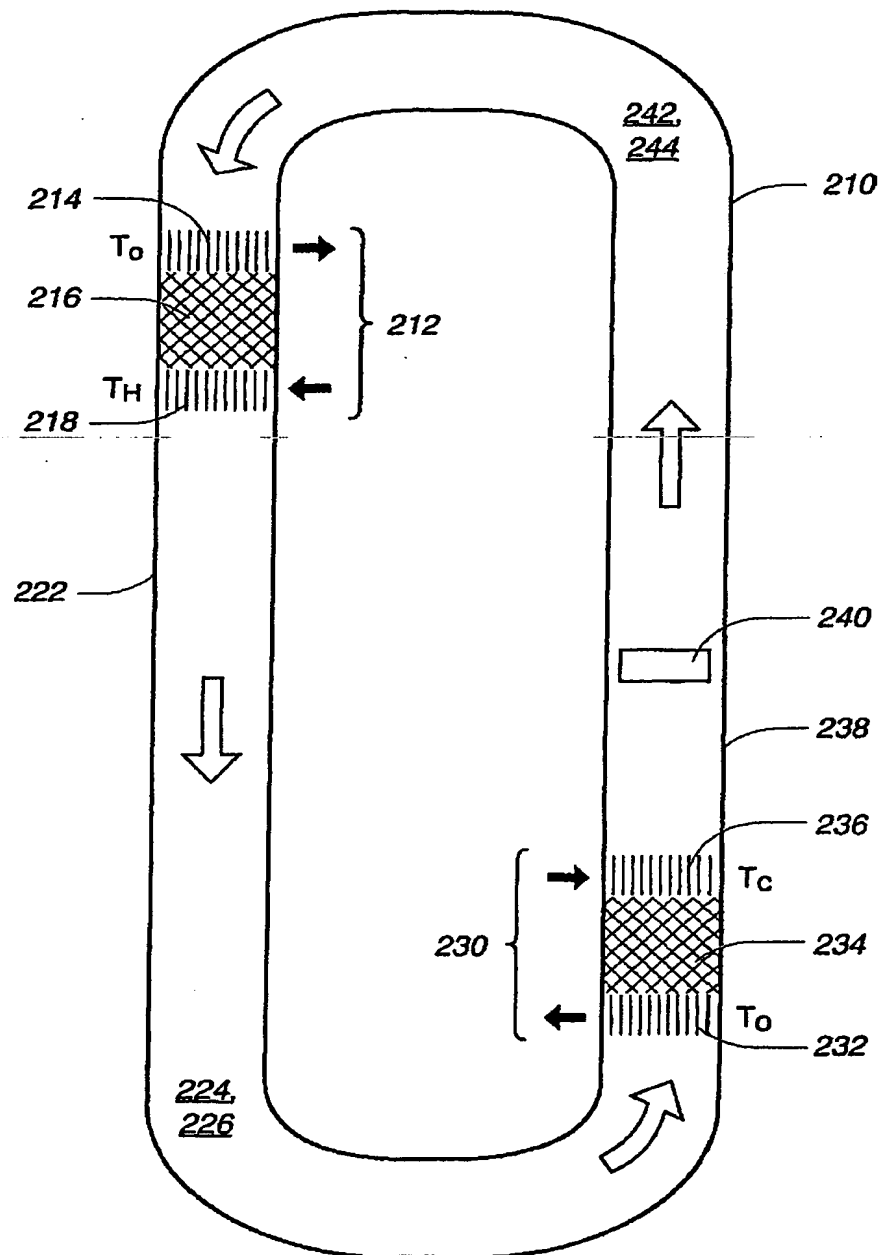
(58)

特表2002-535597

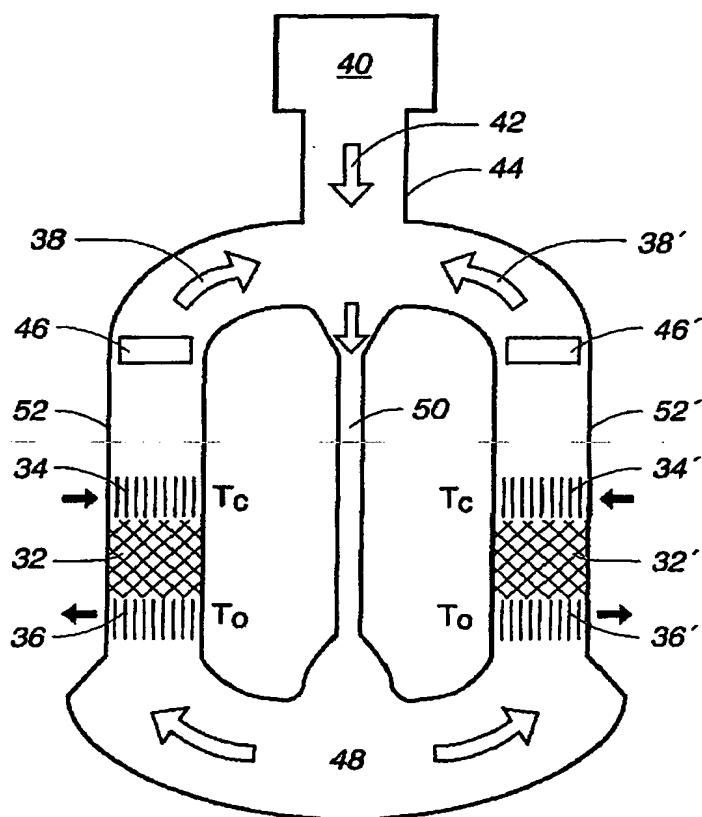
【図13B】

**Fig. 13B**

【図13C】

**Fig. 13C**

【図13D】

**Fig. 13D**

## 【国際調査報告】

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.  
PCT/US00/01308

<b>A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER</b> IPC(7) : F01B 29/10 US CL : 60/521, 522 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
<b>B. FIELDS SEARCHED</b> Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) U.S. : 60/517, 521, 522, 526 Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched NONE Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used) NONE		
<b>C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT</b>		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 4,355,517 A (CEPERLEY) 26 October 1982, see figures 1-5.	1-22
A, P	US 5,953,920 A (SWIFT et al) 21 September 1999, see figure 2.	1-22
A	US 5,519,999 A (HARPOLE et al) 28 May 1996, see figure 10.	1-22
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "B" earlier document published on or after the international filing date "L" documents which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reasons (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance, the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance, the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "A" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 18 APRIL 2000		Date of mailing of the international search report 06 JUN 2000
Name and mailing address of the ISA/US Commissioner of Patents and Trademarks Box PCT Washington, D.C. 20231 Facsimile No. (703) 305-3230		Authorized officer <i>Stavla Cadmus</i> HOANG MINH NGUYEN Telephone No. (703) 308-0861

## フロントページの続き

(81)指定国 EP(AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AP(GH, GM, KE, LS, MW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), AE, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, CA, CH, CN, CU, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, GB, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MD, MG, MK, MN, MW, MX, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, T, UA, UG, UZ, VN, YU, ZA, ZW

(72)発明者 バックハウス、スコット エヌ

アメリカ合衆国、87544 ニューメキシコ  
州、ロス アラモス、リッジウェイ 4627

(72)発明者 ガードナー、デイビッド エル

アメリカ合衆国、87544 ニューメキシコ  
州、ロス アラモス、ブライトン 512

\* NOTICES \*

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

---

CLAIMS

---

[Claim(s)]

[Claim 1]it is a piston loess progressive wave device characterized by comprising the following -- e. -- a piston loess progressive wave device which consists of a mass flow bunch suppressor ~~for being arranged to said annular inside of the body, and making a mass flow bunch of a time~~ average of said fluid into the minimum.

a. An annular solid for circulating sound energy in a certain direction for inside of a fluid.

b. A heat accumulator arranged to this annular inside of the body.

c. The 1st heat exchanger arranged about the direction of said sound energy through which it circulates at the downstream of said heat accumulator.

d. The 2nd heat exchanger arranged at the upstream of said heat accumulator.

[Claim 2]f. The piston loess progressive wave device according to claim 1 which contains further a heat buffer pillar with which it is arranged in said annular inside of the body near the direction in operating temperature of a device of said 1st or 2nd heat exchanger, and said heat exchanger is insulated thermally.

[Claim 3]The piston loess progressive wave device according to claim 1 or 2 in which said annular solid is shorter than wavelength of sound energy through which it circulates.

[Claim 4]The piston loess progressive wave device according to claim 3 with which said annular solid constitutes an acoustic inertance part and an acoustic compliance part.

[Claim 5]The piston loess progressive wave device according to claim 2 with a larger diameter of said heat buffer pillar than the viscous depth of penetration of a fluid.

[Claim 6]The piston loess progressive wave device according to claim 2 with the larger length of said heat buffer pillar than the peak to peak of amplitude of displacement of a fluid molecule.

[Claim 7]The piston loess progressive wave device according to claim 5 or 6 in which said heat buffer pillar is a taper type.

[Claim 8]The piston loess progressive wave device according to claim 1 or 2 in which said mass flow bunch suppressor is a supple film.

[Claim 9]The piston loess progressive wave device according to claim 1 or 2 which said mass flow bunch suppressor is a fluid jet pump, and has geometrical form effective in bringing about an unsymmetrical end effect since the failure of pressure with this jet pump opposite to a mass flow bunch which passes the jet pump concerned is produced.

[Claim 10]The piston loess progressive wave device according to claim 1 or 2 in which said device is a freezer and whose heat exchanger of the downstream is a low-temperature heat exchanger.

[Claim 11]The piston loess progressive wave device according to claim 10 in which said annular solid is shorter than wavelength of sound energy through which it circulates.

[Claim 12]The piston loess progressive wave device according to claim 11 with which said

annular solid constitutes an acoustic inertance part and an acoustic compliance part.

[Claim 13]The piston loess progressive wave device according to claim 1 or 2 in which said device is an engine and whose heat exchanger of the downstream is a high-temperature-heat exchanger.

[Claim 14]The piston loess progressive wave device according to claim 13 in which said annular solid is shorter than wavelength of sound energy through which it circulates.

[Claim 15]The piston loess progressive wave device according to claim 14 with which said annular solid constitutes an acoustic inertance part and an acoustic compliance part.

[Claim 16]The piston loess progressive wave device according to claim 1 or 2 in which said device is heat pump and whose heat exchanger of the upstream is a high-temperature-heat exchanger.

[Claim 17]The piston loess progressive wave device according to claim 16 in which said annular solid is shorter than wavelength of sound energy through which it circulates.

[Claim 18]The piston loess progressive wave device according to claim 17 with which said annular solid constitutes an acoustic inertance part and an acoustic compliance part.

[Claim 19]The piston loess progressive wave device according to claim 10 which contains further an engine for having the 2nd heat accumulator and generating said sound energy, a

high-temperature-heat switchboard which is downstream to propagation of said sound energy of said 2nd heat accumulator, and a circumferential warm temperature exchanger which is upstream of said 2nd heat accumulator.

[Claim 20]The piston loess progressive wave device according to claim 19 with which said engine is formed in the 2nd annular solid connected to an annular solid provided with said freezer, and this 2nd annular solid has the 2nd mass flow bunch suppressor.

[Claim 21]The piston loess progressive wave device according to claim 19 arranged to the annular inside of the body said engine was provided with said freezer.

[Claim 22]The piston loess progressive wave device according to claim 10 with which equips the 2nd [ at least ] annular inside of the body with the 2nd freezer, this 2nd annular solid shares at least a part of the capacity with said annular solid, and multiple connection of said freezer and said 2nd freezer is formed.

---

[Translation done.]



\* NOTICES \*

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

## DETAILED DESCRIPTION

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Description about the federation's right]

the contract With that this invention was decided by the U.S. Department of Energy -- it was made by the governmental support based on-7405-ENG-36 No. The government has the right to be related with this invention.

[0002]

[Field of the Invention]

Generally, this invention still more specifically relates to the progressive wave engine and freezer which operate as a Stirling engine and freezers about a progressive wave engine and a freezer.

[0003]

[Background of the Invention]

Many important advanced technology exists in this invention. The most important advanced technology is the Stirling engine and freezer which have 100 years of history. The important step which removes moving parts from a Stirling engine and a freezer started in 1969 when William Beale invented the "free-piston" variety of the sterling device. A crankshaft and a link mechanism are replaced by the gas spring, and it enabled it to choose the load rate of gas, and the mass of a piston in this variety, so that a piston may cause resonance movement with desired pitch, amplitude, and a phase.

[0004]

"The gain and efficiency" of a short progressive wave heat engine of Ceperley. ("Gain and efficiency of a short traveling-wave heat engine, "77J.Acoust.Soc.Am., and pp.1239-1294 (1985)), The essence of a Stirling engine and a freezer is the heat accumulator (and heat exchanger which adjoined) with which a pressure and speed vibration which remind an acoustic traveling wave synchronize. Therefore, the sound network which has the shape of an anchor ring intrinsically including the sterling heat exchanger component has suggested that such a synchronization can be given. The efficiency near 80% of the Carnot efficiency claimed theoretically that Ceperley was possible with such composition. In addition to the gas spring effect of Beale, Ceperley uses a gas inertia effect, and by it, the contribution of Ceperley is the point of having removed the big piston of the invention of Beale, and can be regarded as extension of a contribution of Beale. Other related instruction by Ceperley is described by U.S. Pat. No. 4,113,380 published on September 19, 1978, and U.S. Pat. No. 4,355,517 published on October 26, 1982. However, Ceperley did not give instruction of how to realize a practical device.

[0005]

The usual orifice pulse tube refrigerator (OPTR) (Radebaugh, "A review of pulse tube refrigeration, "35Adv.Cryogenic Eng., and pp.843-844 (1992)), Although it operates thermodynamically like a Sterling refrigerator, low-temperature moving parts -- a passive component -- that is, It is replaced by the heat buffer pillar (a thermal buffer column) and

dissipation acoustic impedance network (adissipative acoustic impedance network) which are known as pulse pipes. Efficiency of OPTR [Equation 1]

$$\dot{Q}_C / \dot{W}$$

It is restrained by \*\* and the basic target by thermal-ratio  $T_C/T_0$ . This thermal ratio is lower than Carnot value  $T_C/(T_0-T_C)$  because of irreversibility peculiar to a dissipation acoustic impedance network. T is temperature, [Equation 2]

$$\dot{Q}_C$$

It is \*\*\*\*, [Equation 3]

$$\dot{W}$$

It is \*\*\*\*\* and the subscript 0 and C point out the ambient environment and low temperature side, respectively. OPTR can be regarded as other means to remove moving parts from a sterling device. However, the efficiency of OPTR is fundamentally smaller than the efficiency of a sterling device, and OPTR can be applied only to a freezer.

[0006]

The usual OPTR has used the heat buffer pillar known as pulse pipes for a long time. However, this component was accompanied by considerable heat leakage till these days. However, heat leakage which met such a heat buffer pillar can be made small by 5% of the cooling power of OPTR by using a tapered vessel as explained by U.S. patent application 08th for which it applied on November 21, 1997 / No. 975,766. Although the heat buffer pillar had been used by 2 piston Sterling refrigerator and OPTR, it was not used with a Stirling engine.

[0007]

In connection with the double entrance OPTR. "Sterling and DC gas flow in a pulse-pipes cryogenic refrigerator" ("in Ross "DC gas flows in Stirling and pulse-tube cryocoolers) of Gedeon The time average mass flow bunch ed., Cryocoolers 9, and whose pp.385-392 (Plenum, NY 1997) are not zero how when a closed-loop passage exists for a regular mass flow bunch [Equation 4]

$$\dot{M}$$

It is being explained whether it produces with \*\*, sterling, and a pulse-pipes cryogenic refrigerator. It passes along a Stirling engine or a freezer. [Equation 5]

$$\dot{M}$$

It is indispensable that it is close to \*\* and zero. A regular energy flow bunch with big it [Equation 6]

$$\dot{M}c_p(T_0 - T_C)$$

Make not add \*\* and the heat load which is not desirable to the low temperature side heat exchanger of a freezer, or it is a big regular energy flow bunch. [Equation 7]

$$\dot{M}c_p(T_H - T_0)$$

It is for not removing \*\* and big quantity of heat from the engine elevated-temperature side heat exchanger. It is because efficiency will fall in these any case. There is  $c_p$  with the gas isotonic specific heat per unit mass here.

[0008]

Other advanced technology with a directly small degree of association to this invention is the heat sound engines and freezer groups of the conventional type developed in the past 20 years in Los Alamos National Laboratory etc. These use the synchronization near the ordinary wave between gas pressure vibration and speed vibration, and use the imperfect heat contact (otherwise, mistaken for a heat accumulator) on purpose in a stack, and operate in a cycle irreversible peculiar. Therefore, the peculiar practical problem of irreversible and others restricted greatly a best ordinary wave heat sound engine and freezer to the bottom [ Carnot efficiency / 25% of ].

[0009]

~~Various purposes of this invention, an advantage, and the new feature are shown by explanation of the following [ part ], and by examining the following explanation, a part becomes clear to a person skilled in the art, or will be mastered by operation of this invention. The purpose and advantage of this invention will be realized and acquired with the means and combination which are concretely pointed out by an attached claim.~~

[0010]

[An indication of an invention]

If the purpose of this invention explained concretely and comprehensively until now is followed in order to attain the above and other purposes and, this invention contains the sterling device which does not use a piston. An acoustic energy (acoustic energy) circulates through the inside of an annular solid (a torus) in the direction through a fluid. In one embodiment, in order to transmit an acoustic energy between annular solids, side branching (a side branch) is connected to an annular solid. It is placed by the heat accumulator (a regenerator) into an annular solid, and the 1st heat exchanger (a first heat exchanger), It is put on the heat accumulator 1st side which hits downstream from a heat accumulator to the direction of the circulating acoustic energy, and the 2nd heat exchanger (a second heat exchanger) is put on the heat accumulator 2nd side. Here, one side of a heat exchanger is in operating temperature (an operating temperature), and another side of a heat exchanger is in the temperature (an ambient temperature) of ambient environment. The improvement in this invention contains the mass flow bunch suppressor (a mass flux suppressor) put on the annular inside of the body in order to make average mass flux of a fluid the minimum. In one embodiment, a device contains the heat buffer pillar (a thermal buffer column) which adjoined the heat exchanger in operating temperature in order to insulate the heat exchanger in operating temperature thermally further.

[0011]

It is useful to be included in this specification, for the drawing of the attachment which forms the part to show the embodiment of this invention, to become together with explanation of a specification, and to explain the principle of this invention.

[0012]

[DETAILED DESCRIPTION]

Although the new engine and freezer of a kind by this invention operate thermodynamically like a Stirling engine and a freezer, all the moving parts are removed by using a sound phenomenon instead of the piston used in a sterling device so far. Therefore, the advantage of the efficiency of a Stirling cycle (the peculiar limit is the Carnot efficiency) and the advantage of the simplicity/reliability which does not have moving parts of an irreversible heat sound intrinsically

are acquired with these devices.

[0013]

The indispensable component of Sterling refrigerator 10 shown by drawing 1 A and drawing 2 A and Stirling engine 20 is the heat accumulator 12. Each heat accumulator has the two heat exchangers 16 and 18 which adjoined. As shown by the arrow long [ gas (or other thermodynamic active fluids) ] drawing 1 A and drawing 2 A and large, Sound power goes into these components by end  $T_0$  of environmental temperature, and the pressure vibration and displacement vibration covering these components are experienced with a phase which comes out from other ends of low-temperature  $T_c$  or elevated-temperature  $T_H$ . The heat accumulator 12 has calorific capacity and the gas passageway in the heat accumulator 12 has a hydraulic radius smaller than the heat depth of penetration in gas.

[0014]

In order to consider a thermodynamic cycle quantitatively, essential physics relations are one dimension spatially, and  $x$  assumes that the coordinates which met towards oscillating gas movement are specified. Use of the usual left-handed-rotation phase vector display will express a time-dependent variable as follows.

[0015]

[Equation 8]

$$\xi(x, t) = \xi_m(x) + \text{Re}[\xi_1(x)e^{i\omega t}] \quad (1)$$

Average value  $\xi_m$  is the real number, and to the time  $t$ , it is independent, and  $\xi_1(x)$  is a complex number and expresses the size and phase of vibration. Vibration takes place by angular frequency  $\omega = 2\pi f$ . Here,  $f$  is the usual pitch. In order to explain the concentration and distribution impedance which were related with the component of an engine or a freezer, acoustic resistance, an inertance, compliance, and the term of the transmission line are used, and an acoustical viewpoint is shown. . This approach has so far succeeded also in the inside of a heat accumulator. (For example) "Easy harmonic analysis of a heat accumulator" ("Simple.") of Swift and others harmonic analysis of regenerators, "10 Journal of Thermophysics and Heat Transfer, and pp.652-662 (1996) should be referred to. This approach has mainly focused on usual sound variable, i.e., pressure amplitude,  $p_1$  and volume velocity  $U_1$ . Those of  $x$  and  $U_1$  for Masakata are taken as a direction of a positive sound power flow.

[0016]

The efficient feature of the phase vector figure of a Stirling engine and a freezer is shown in drawing 1 B and drawing 2 B. In drawing 1 A, drawing 2 A, and the continuing drawing, the inferior letter of the capital letter attached to variables, such as  $p_1$  and  $U_1$ , corresponds to the position by which label attachment was carried out by  $T$  with the same inferior letter. it is said that the phase of the pressure in the low-temperature heat exchanger (for example, heat exchanger 16 of drawing 1 A) of a freezer and an engine high-temperature-heat exchanger (for example, heat exchanger 18 of drawing 1 A) is zero -- if it decides,  $p_{1C}$  of drawing 1 B and  $p_{1H}$  of drawing 2 B will come on a real number axis. Generally, the pressure drawdown which crosses a heat exchanger can be disregarded as compared with the pressure drawdown which crosses a heat accumulator. On the other hand, the pressure drawdown which crosses a heat accumulator must be small as compared with  $|p_1|$ , therefore  $p_{10}$  must be close to  $p_{1C}$  or  $p_{1H}$ , as shown in drawing 1 B and drawing 2 B.

[0017]

Generally, the energy flow bunch of the time average which passes along a heat accumulator is small. Cooling power shown by a short and thick arrow when the law of conservation of energy is

applied to the low-temperature heat exchanger 16 of drawing 1 A [Equation 9]

$$\dot{Q}_C$$

**\*\***, total sound power which flows into a positive x direction from the low-temperature heat exchanger shown by the long arrow by drawing 1 A, [Equation 10]

$$\dot{W}_C = \frac{1}{2} \text{Re}[p_{1C} \tilde{U}_{1C}] = \frac{1}{2} |p_{1C}| |U_{1C}| \cos \theta_C$$

It turns out that it is almost equal. Here,  $\theta_C$  is a phase angle between  $p_{1C}$  and  $U_{1C}$ . Heat leakage can flow into a low-temperature heat exchanger, therefore sound power actually serves as a maximum of actual cooling power.

[Equation 11]

$$\dot{Q}_C \leq \frac{1}{2} \text{Re}[p_{1C} \tilde{U}_{1C}] \quad (2)$$

[0018]

In drawing 1 A, in order to attain positive cooling power, the sound power must flow into the direction shown by a long arrow, and a positive x direction. Therefore, there must be  $U_{10}$  and  $U_{1C}$  in the flat surface in the right half of drawing 1 B. Probably  $\rho_m U_1$  will be independent of x within a heat accumulator ( $\rho_m$  is the mean density of gas here), and its phase of  $U_1$  will be especially constant through a heat accumulator, since it is thought that the idealized heat accumulator has the carrier gas volume which can be disregarded. however, the atmosphere in a heat accumulator -- a product -- not zero but  $U_1$  -- a part -- atmosphere -- producing x dependence proportional to a product and  $\omega p_1$  is known well. this begins from small x of  $U_1$  (namely, -- going to the circumferential warm temperature exchanger 18), and produces dispersion in the phase of  $U_1$  through a system. About given cooling power,  $|U_1|$  starts operation of the most efficient heat accumulator, when as small as possible. This is because the minimum viscous pressure drawdown resulting from the imperfect thermal contact in a heat accumulator that crosses a heat accumulator, and the minimum energy flow bunch that passes along a heat accumulator are produced. Given [Equation 12]

$$\dot{W}_C$$

In order it is alike, to attach and to attain small  $|U_1|$ ,  $U_1$  must almost be aligning with  $p_1$ , therefore the phase of  $p_1$  must have it in somewhere between the phase of  $U_{1C}$ , and the phase of  $U_{10}$ . Viscous pressure drawdown happens through a heat accumulator, therefore  $p_{10} - p_{1C}$  must be aligning with the weighted average with  $U_1$  in a heat accumulator (parallel). | Since the both sides of  $U_1$  and viscosity become the highest by ambient environment end  $T_0$  of a heat accumulator, typically, a weighted average is governed by  $U_{10}$  and ensures that  $p_{10}$  usually leads  $p_{1C}$ . All these features are shown in drawing 1 B.

[0019]

Most may be directly applied also to an engine among the above-mentioned explanation. The component of the Stirling engine currently illustrated in drawing 2 A is almost the same as them of a Sterling refrigerator as above-mentioned. There is the heat accumulator 12 of a freezer in

absorbing work to the heat accumulator [ in / in a primary difference / an engine ] 12 generating work. This difference can be seen in the phase vector figure in drawing 2 B. When it is  $\theta_0 < 90$  degree, sound power flows into the ambient environment side of the heat accumulator 12. Intermediate-temperature  $T_m(x)$  goes up from  $T_0$  to  $T_H$  with the heat accumulator 12.  $\rho_m$  falls by the rise of this  $T_m$  value. To  $x$ , since it is almost unrelated, volume velocity increases and this primary mass flow bunch  $\rho_m U_1$  becomes  $|U_{1H}| > |U_{10}|$ . The phase of  $U_1$  is rotated similarly in a freezer by the volume of the gas by which it goes together in the heat accumulator. The position over  $U_{10}$  of  $U_{1H}$  is determined by these two effects in drawing 2 B. Amplitude of sound power [Equation 13]

$$\frac{1}{2} |p_{1H}| |U_{1H}| \cos \theta_H > \frac{1}{2} |p_{10}| |U_{10}| \cos \theta_0$$

Be alike is given.

[0020]

Since the energy flow bunch by the heat accumulator 12 which carried out the time average is small, the sound power which flows out of the high-temperature-heat exchanger 18 is almost the same as the heat which flows into the high-temperature-heat exchanger 18. in order for heat leakage and other losses to reduce this power also here,  $Q_H$  serves as a maximum of sound power -- namely [Equation 14]

$$\frac{1}{2} \text{Re}(p_{1H} \tilde{U}_{1H}) \leq \dot{Q}_H$$

It becomes. The position of  $p_{10}$  to  $p_{1H}$  is based on the viscous pressure drawdown in the heat accumulator 12, and difference  $p_{10} - p_{1H}$  is proportional to the weighted average of  $U_1$  with the heat accumulator 12. Like a freezer,  $|U_1|$  is the maximum and a viscous effect serves as the maximum in the elevated-temperature side edge of the heat accumulator 12 whose viscosity is the maximum. Therefore, in order that  $U_{1H}$  may rule over,  $p_{10}$  is slightly late for  $p_{1H}$ .

[0021]

It is as above-mentioned sound power when it returns to a freezer. [Equation 15]

$$\dot{W}_C = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} p(t) U(t) dt = \frac{1}{2} \text{Re}[p_{1c} \tilde{U}_{1c}] \quad (3)$$

It flows out of the low-temperature heat exchanger 16 of \*\*\*\*\* 10. This sound power should be ideally transmitted without the loss to the circumferential warm temperature exchanger as taught in Ceperley. In order to attain this, the full wave length annular solid for transmitting sound power in Ceperley is indicated. However, according to one mode by this invention, since it is compacter, it is advantageous to use the annular solid 30 below the far short wavelength roughly shown in drawing 3.

[0022]

The example of the freezer version of this invention is shown in drawing 3. The annular solid 30 which has an overall length shorter than the quarter of acoustic wave length has the Sterling refrigerator heat accumulator 32 and the two heat exchangers 34 and 36. In the text, the term of a "annular solid" is a loop of circular or ellipse forms, such as a pipe and a pipe. What demarcates a circuit for the cross section to support a desirable and circular acoustic wave is meant.

The sound power 38 circulates through the annular solid 30 clockwise as shown by the long arrow. Another sound power 42 generated by the sound devices 40 (for example, an intrinsically irreversible heat sound engine, a voice speaker, a motor drive type piston, or a progressive wave engine etc.), It advances into the annular solid 30 from the side branching 44, and compensates for the sound power lost in another part in the heat accumulator 32 or an annular solid. The mass flow bunch by which the mass flow bunch suppressor 46 is arranged in the annular solid 30, and the time average was carried out so that it might explain in full detail by the following [Equation 16]

$$\dot{M}$$

It decreases to zero substantially.

[0023]

In one example, the flow resistance of the mass flow bunch suppressor 46 currently illustrated in drawing 3 has resistance  $R_M$ , [Equation 17]

$$P_{1C} - P_{1J} = R_M U_{1M} \quad (4)$$

In a next door and here, inferior-letter J expresses the position of the intersection between the annular solid 30 and the side branching 44. It is corroborated that volume velocity  $U_{1L}$  which passes along the inertance part 50 of the annular solid 30 by the compliance part 48 in the annular solid 30 differs from it which passes along the environmental heat exchanger 36. : [Equation 18]

$$U_{1L} = U_{10} + j \frac{\omega V_0}{\gamma P_m} P_{10} \quad (5)$$

The pressure differential covering the inertance part 50 since  $V_0$  is the volume of the compliance part 48 of the annular solid 30 [Equation 19]

$$P_{1J} - P_{10} = j \omega \frac{\rho_m l}{S} \left( U_{10} + j \frac{\omega V_0}{\gamma P_m} P_{10} \right) \quad (6)$$

A next door, and l and S show the length and area of the inertance part 50, respectively. If the formula (4) and (6) is combined using C and M which are given, and the phase vector in 0 in order to remove  $p_{1J}$ . Single complex expression is obtained in unknown  $R_M$ ,  $V_0$ , l, and S, and many possible solutions which make it possible to manufacture a freezer according to this invention are acquired.

[0024]

The example of the engine version of this invention is roughly illustrated in drawing 4. The annular solid 60 in which the overall length is below quarter wavelength contains the heat accumulator 62 and the heat exchangers 64 and 66 of a Stirling engine. Sound power circulates through the annular solid 60 clockwise as shown by the long arrow 68. The superfluous sound power 72 generated with an engine, It is possible to take out by the side branching 74, and it is available in order to perform useful work via the sound device 76 (for example, they may be a piezo-electric type or electrodynamic transducer, and orifice pulse tube refrigerator or a freezer by this invention). The sound power 68 circulates through an annular solid, and gives the work inputted to ambient environment end  $T_0$  of a Stirling engine. Therefore, the environmental piston in the conventional Stirling engine replaces by this work 68 through which it circulates. The mass

flow bunch to which the time average of the mass flow bunch suppressor 75 was carried out also here [Equation 20]

$\dot{M}$

The role reduced toward zero is played. This short analysis about the annular solid 60 corresponds thoroughly to formula (4) – (6). Inferior-letter C is only changed into H.

[0025]

When choosing the operation frequency for the device currently illustrated in drawing 3 and 4, it is necessary to reach a compromise about many problems. Since the length of the device which many thermodynamic cycles were performed for every unit time, and was along the propagation x is proportional to the wavelength which has a reverse proportion relation to frequency mostly, if frequency is high, the power for every unit volume of a device will become high. On the other hand, if frequency is low, the design and manufacture of a heat exchanger and a heat accumulator mostly proportional to the heat depth of penetration where the aperture has a reverse proportion relation to the square root of frequency will become easy.

[0026]

It may seem that the fact that sound power circulates through drawing 3 and the annular solid of 4 clockwise automatically in the illustrated example in spite of each annular solid being below the quarter of acoustic wave length should be surprised apparently. However, I will consider the electric circuit in drawing 5 A containing the resistance R roughly similar to drawing 3 and the acoustic circuit of 4, the inductance L, and the capacitance C, and 5B. The resistance R corresponds to a heat accumulator and a heat exchanger mostly, and the inductance L corresponds to acoustic inertance, and the capacitance C supports acoustic compliance.

[0027]

Electric power which flows through each position [ in / deployment of the expression for the alternating current within each component in an electric circuit is easy, and / a circuit ] [Equation 21]

$\dot{E}$

It makes it possible to develop the expression of a \*\* sake further. In these idealized circuits, the power by which the time average was carried out in the inductor L without a loss is not absorbed, and it does not flow into the capacitor C without a loss. The power in which the usual AC-circuit analysis had numerals of a graphic display in the drawing, was, and the following was fed back is brought about easily. : [Equation 22]

$$\dot{E}_F = \frac{1}{2} \text{Re}[V_{1S} \tilde{I}_{1R}] = \frac{|V_{1S}|^2}{2R} \frac{\omega^2 LC(1 - \omega^2 LC)}{(1 - \omega^2 LC) + (\omega L/R)^2} \quad (7)$$

Therefore, in being  $\omega^2 LC < 1$ , the direction of the power flow by which the time average was carried out always is as being shown by the arrow in drawing 5 A, and positive electric power flows through a circuit clockwise, and it is in agreement with circulation of the clockwise rotation of the sound power in drawing 3. Power which dissipated in resistance by energy conservation and by which the time average was carried out [Equation 23]

$\dot{E}_L - \dot{E}_F$



**\*\***, power which flow into a circuit from a voltage source and by which the time average was carried out [Equation 24]

$$\dot{E}_S = \frac{1}{2} \text{Re} [V_{1S} \tilde{I}_{1S}]$$

It must be alike and must become equal. As illustrated in drawing 5 B, when the resistance R is negative, it circulates also through power clockwise and the power which was generated in negative resistance and by which the time average was carried out flows out of a circuit into a voltage source.

[0028]

It is clear for the person skilled in the art about sound that drawing 3 and the inertances 50 and 80 in 4 may contain remarkable compliance and that the inertance whose drawing 3 and compliance 48 and 78 in 4 are still more remarkable may be included. The function of these components may actually be similarly exhibited by the short sound transmission line by which the whole is covered and an inertance and compliance are distributed. Here, in order to explain easily, I think that an inertance and compliance are one concentration component, respectively.

[0029]

In the freezer in drawing 3, in order to obtain the greatest cooling power as much as possible, it is preferred to abolish the heat leakage to the low-temperature heat exchanger 34 from ambient environment. Similarly, in the engine in drawing 4, in order to make power of a heater required since an engine is driven into minimum, it is preferred to abolish the heat leakage to ambient environment from the high-temperature-heat exchanger 66. In this invention, the heat accumulators 32 and 62 as well as the sterling device of all the before attain such heat insulation to the low-temperature (setting to freezer) heat exchanger 34, and (setting in engine) high-temperature-heat exchanger 66 side. According to one mode of this invention, heat leakage has lost with the heat buffer pillars 52 and 70 illustrated by drawing 3 and 4 in the opposite hand of the heat exchangers 34 and 66. The gas in the heat buffer pillars 52 and 70 can be regarded as the insulating piston which transmits a pressure and speed to ambient environment temperature from the low-temperature heat exchanger 34 or the high-temperature-heat exchanger 66. The heat buffer pillars 52 and 70 are thoroughly similar with the pulse pipes of an orifice pulse tube refrigerator. Various formal convected-heat movements are able to carry heat through the heat buffer pillars 52 and 70 between the low-temperature heat exchanger 34 or the high-temperature-heat exchanger 66, and ambient environment temperature. In order to lose convected-heat movement by gravity, the heat buffer pillars 52 and 70 should be vertically turned so that it may usually be illustrated in drawing 3 and 4 and a low-temperature side edge part may become downward. In order to lose shuttle (molecule) convected-heat movement on the whole, there should be the heat buffer pillars 52 and 70 for a long time than the displacement amplitude of the peak to peak of the gas in these insides. In order to maintain the stratification oscillating piston flow in a heat buffer pillar, the commutator (not shown) should be provided in these ends. In order to lose convected-heat movement by which the fluid drive was carried out, according to the U.S. application 08th for which it applied on November 21, 1997 subtracted as reference here / No. 975,766, the heat buffer pillars 52 and 70 should be tapered shape.

[0030]

Mass flow bunch to which the time average of the circumference of an annular solid (the annular solid 30 of drawing 3, the annular solid 60 of drawing 4) was carried out in another mode of this invention [Equation 25]

$$\dot{M}$$

It is controlled to near the **\*\*** zero and is a large regular energy flow bunch. [Equation 26]

$$\dot{M}c_p(T_0 - T_C)$$

the low-temperature heat exchanger 34 of the freezer of \*\*\*\*3 -- or [Equation 27]

$$\dot{M}c_p(T_H - T_0)$$

From the high-temperature-heat exchanger 66 of the engine of \*\*\*\*4, it prevents flowing out. In a traditional stirling engine and freezer, [Equation 28]

$$\dot{M}$$

\*\* -- it is zero correctly -- otherwise, mass piles up regularly one side of a system, or the end of another side. Above Gedeon is never zero at sterling and a pulse-pipes cryogenic refrigerator, when a ring closure course exists to a regular flow. [Equation 29]

$$\dot{M}$$

It is arguing whether use \*\*\*\*\* and produce. The annular solids 30 (drawing 3) and 60 (drawing 4) are this inventions because of it which has established such [ clearly ] a course. [Equation 30]

$$\dot{M}$$

The minimum is used.

[0031]

[Equation 31]

$$\dot{M}$$

The variable for which it depended on time in order to understand [Equation 32]

$$\xi(x,t) = \xi_m(x) + \text{Re}[\xi_1(x)e^{i\omega t}] + \xi_2(x) \quad (8)$$

\*\* -- by writing like, the complex representation introduced into the formula (1) is extended. Here, an independent paragraph turns into a big concerns paragraph to the new time which allotted the lower additional remark item "2."

[0032]

The mass flow bunch by which the 2nd ranking was time-average-ized as for above Gedeon [Equation 33]

$$\dot{M}_2 = \frac{1}{2} \text{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1] + \rho_m U_2 \quad (9)$$

\*\* -- becoming the main concern is shown. Such secondary mass flow bunch is known for acoustics as streaming. Above Gedeon, [Equation 34]

$$\dot{W}_2 = \frac{1}{2} \text{Re}[p_1 \tilde{U}_1]$$

When you are the sound power which passes \*\*\*\*\*, set to a heat accumulator. [Equation 35]

$$\frac{1}{2} \operatorname{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1] = \rho_m \dot{W}_2 / p_m$$

It comes out and a certain thing is shown further. Because of it, [Equation 36]

$$\frac{1}{2} \operatorname{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1]$$

It is not necessary to be \*\* zero and, and is the operation of an efficient heat accumulator. [Equation 37]

$$U_2 = -\frac{1}{2} \operatorname{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1] / \rho_m = -\dot{W}_2 / p_m$$

It comes out and a certain thing is needed. It may become severe as a result that this requirement is disregarded. If [Equation 38]

$$\dot{M}_2 \neq 0$$

The heat flow rate which came out, and was started by streaming which is not desirable when it was [Equation 39]

$$\dot{Q}_{loss} \sim \dot{M}_2 c_p (T_0 - T_C) \quad \text{冷凍機} \quad (11)$$

$$\sim \dot{M}_2 c_p (T_H - T_0) \quad \text{エンジン} \quad (12)$$

It flows through \*\* and a system (this heat having equal harmful influence). [Equation 40]

$$\dot{M}_2$$

According to \*\*\*\*\*, it passes in which of the heat accumulators 32 and 62 of drawing 3 and drawing 4, or the heat buffer pillars 52 and 70, and flows. As opposed to  $U_2=0$ , [Equation 41]

$$\dot{Q}_{loss}$$

The loss of the usual freezer in \*\*\*\*\* [Equation 42]

$$\dot{H}_{reg}$$

The ratio which is alike and receives, [Equation 43]

$$\frac{\dot{Q}_{loss}}{\dot{H}_{reg}} \sim \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{(T_0 - T_C)}{T_0} \frac{\dot{W}_C}{\dot{H}_{reg}} \sim \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{(T_0 - T_C)}{T_C} \frac{\dot{Q}_C}{\dot{H}_{reg}} \quad (13)$$

It is a \*\* order. In the 3rd notation, each of three portions of the heat load drawn by larger streaming which is so dramatically larger than 1 as for those products, and is not eased than 1 is

farther [ than the loss of the usual heat accumulator of a cryogenic refrigerator ] large in a cryogenic refrigerator.

[0033]

Although the testing laboratory version which materializes this invention in a freezer is shown in drawing 6, this is the same in [ as the thing of drawing 3 ] topology. Fill up the freezer 80 with argon of 2.4MPa, it is made to operate at 23 Hz, and acoustic wave length was made to be set to 14 m. The freezer 80 was made to drive with the irreversible heat sound engine 78 intrinsically. A dashed dotted line shows a local axis symmetrical with a cylinder. It circulates through the sound power 114 clockwise through the inertance 82, the compliance 84, and the refrigerator section article 86 of a device. The surrounding heavy flanges 102 and 92 of the 1st circumferential warm temperature exchanger 88 and the 2nd circumferential warm temperature exchanger 96 contain the water jacket. O-ring, a general flange, and a bolt are omitted in order to obtain plainness.

[0034]

The 2nd circumferential warm temperature exchanger 96 should consent to an unnecessary thing for the operation of this invention. It gives rectification of some flows to \*\*\*\*\* of the heat buffer pillar 104. Since the reuse of the parts was carried out from the unrelated examination containing a traditional OPTR type, the passage of water was included in the 2nd circumference exchanger 96.

[0035]

The heat accumulator 98 which is a core of the freezer 86 pierced the screen of the stainless steel of \*\*\*\*\* of 400 meshes (namely, wire of 400 per inch) at 6.1 cm in diameter, and was made from the pile by 2.1 cm in thickness. The total weight of the screen of a heat accumulator was 170 g. The calculated value of the hydraulic radius of this heat accumulator was about 12 micrometers based on geometry and weight. A hydraulic radius is much smaller than the heat depth of penetration (it is 100 micrometers at 300K) of argon which is required about a good heat accumulator. The pressure vessel 94 of the surrounding stainless steel of the heat accumulator 98 had 1.4-mm wall thickness. The heat buffer pillars 104 were 3.0 cm in inside diameter, 10.3 cm in length, and an easy open cylinder of 0.8 mm of wall thickness. The length is larger than the amplitude of displacement of 1 cm of gas in [ in the typical working point  $|p_1|/p_m$  - near 0.1 when the diameter of the buffer pillar 104 is much larger than the viscous depth of penetration (it is 90 micrometers at 300K) of argon ] it. In each end, some copper screens (not shown) of 35 meshes help to carry out the role as a simple flow consistency machine, and to maintain the vibrating plug flow (plug flow) in the heat buffer pillar 104. Since the high density of argon improved the gravitational stability nature of this plug flow, it did not carry out performing rectification of a flow, and tapering-off-ization carefully to this first testing laboratory freezer. However, since gas like the helium which gives much more power density instead of argon may be used and a device obtains the greatest performance, careful rectification and tapering off of a flow may be needed. In order to obtain gravitational stability nature, direction of a freezer assembly was made into the lengthwise direction as shown in drawing 6.

[0036]

The low-temperature heat exchanger 106 between the freezer 98 and the heat buffer pillar 104 was used as the ribbon of 1.8 ohms in length NiCr zigzag wound around the frame of fiberglass for the experimental purpose. Along with the heat buffer pillar, it let the heater and the electric wire from a thermometer pass to the electrical link feed hopper of the room temperature to shaft orientations. Two water cooled heat exchangers (the 1st circumferential warm temperature exchanger 88 and the 2nd circumferential warm temperature exchanger 96) are structures (shell-and-tube construction) which consist of husks and a pipe.

It had the Reynolds number of about  $10^4$  by  $|p_1|/P_m$  - 0.1 with argon inside a pipe 1.7 mm in diameter, and 18 mm in length.

The 1st circumferential warm temperature exchanger 88 had such a pipe 365, and had the 2nd

circumferential warm temperature exchanger 96 91.

[0037]

The inertance 82 was the easy metal tube 2.2 cm in inside diameter, and 21 cm in length which became a cone of 7 times as at both ends showed to drawing 6 in order to decrease a disturbance fringe effect. In order to convert easily, the component parts of the inertance 82 and the freezer 86 were closed to the plate with flat upper part and lower part with O-ring of rubber. The flat plate was held at a certain fixed interval by the extension of a flange, and the frame (not shown) with the strong pipe along which a long bolt passes. The compliance 84 was an oval of the half with the aspect ratio of 2:2:1 of the volume of 950-cm<sup>3</sup>.

[0038]

The freezer 86 was formed as shown in drawing 6 at first, but the supple film 108 (it may be balloon type barrier membrane etc.) was not equipped. In  $P_{1c}/P_m=0.068$ , the freezer was not cooled lower than the 19-degree Centigrade which is the temperature of the cooling water supplied to this Nissui cold type heat exchanger. However, the phase of a pressure is close to a predicted value, the heat load which required the coldness and warmth of the freezer for the cold energy exchanger is very strong, and it was independently. For example, into drawing 7, the application load of 70W only raised  $T_c$  in  $|P_{1c}|/P_m=0.07$  to 35-degrees slightly, as the half-coating circle showed. So, a sound phenomenon and the total cooling power are as having expected substantially, and are not very large zero. [Equation 44]

$\dot{M}$

What was \*\*, otherwise, satisfactory cooling power was overcome, and the state where the low-temperature heat exchanger 106 was thermally fixed to the circumferential warm temperature exchanger 88 was held.

[0039]

In order to show that it was what the performance of the first freezer shown with the half-coating circle of drawing 7 depends on the mass flow bunch which is not zero, as shown in drawing 6, the supple film 108 was installed above the 2nd circumferential warm temperature exchanger 96. While the supple film 108 is completely permeability acoustically, [Equation 45]

$\dot{M}$

It was chosen as what is blocked thoroughly. In a prescribed position, the freezer 86 operates the supple film 108 good, [Equation 46]

$\dot{M} \equiv 0$

When maintaining, it checked that this type of a Sterling refrigerator of good operation was acquired. The supple film 108 operated in the range of  $|P_{10}|/P_m$  from 0.04 to 0.10. In measurement of a lot, it is the cold energy exchanger 106 (from beginning to end  $T_o = 13$  \*\*), and is the power of an electric heater. [Equation 47]

$\dot{Q}_c$

$|P_{1c}|/P_m=0.054$  was maintained changing  $T_c$  from -115 \*\* to 7 \*\* by adjusting. It that it was obtained by the sign and line by which drawing 7 was smeared away, respectively. [ measurement and ] Power of the electric heater applied to the low-temperature heat exchanger

106 in order that a testing point might maintain given  $T_c$  [Equation 48]

$$\dot{Q}_c$$

An example and a line are corresponding calculations. Sound power to which the testing point was sent out from side branching again [Equation 49]

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

\*\*\*\*\* is shown and a long chain line is corresponding calculation. A short chain line shows the recovered calculated value (namely, sound power which passes the supple film 108) of power. [0040]

Cooling power declines as  $T_c$  decreases, and the data shown in drawing 7 shows that the sound power supplied from side branching goes up. The calculation which is considering rational consistency as the experiment gives the discernment to the main factor of these tendencies. The total cooling power calculated by the 1st, [Equation 50]

$$\dot{W}_c = \frac{1}{2} \text{Re}[p_{1c} \tilde{U}_{1c}]$$

\*\* and  $T_c$  to these measurement are about 1 laws in 40W independently. Probably, under general ideal environment, this is cooling power, as discussed near the formula (2). It was calculated as  $T_c$  decreased. [Equation 51]

$$\dot{Q}_c$$

Decreasing below \*\* 40W is proportional to  $T_o - T_c$  mostly, and it is based on the thermal flux which all almost passes along the heat accumulator 98. It was measured. [Equation 52]

$$\dot{Q}_c$$

It was calculated. [Equation 53]

$$\dot{Q}_c$$

A difference also goes up to 10W at  $T_c = -120$  \*\* in proportion to  $T_o - T_c$ . It can judge easily that this depends an insulation on streaming in the usual heat leakage and the heat buffer pillar 104 which lead, or combination with the convection of a jet drive. It is the cooling power and the Carnot efficiency of 40W under the environment most ideal for the 2nd. [Equation 54]

$$\dot{Q}_c / \dot{W} = T_c / (T_o - T_c)$$

The necessary net sound power which comes out goes up from the zero in  $T_c = T_o$  to 35W in  $T_c = -120$  \*\*. [Equation 55]

$$\dot{W} = (40 \text{ watts})(T_o - T_c) / T_c$$

I will become. this had  $T_c$  which descends by drawing 7 -- it was calculated [Equation 56]

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

It becomes the explanation about the great portion of rise of 40W which can be boiled and set.  
[0041]

[Equation 57]

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

\*\*\*\*\* exceeds a calculated value about 30% for an unknown reason. calculation -- about [ of sound power ] -- 5W dissipates by the 2nd circumferential warm temperature exchanger 96 under the supple wall 108, 15W is lost for viscosity with the heat accumulator 98 and the adjoining heat exchange mechanisms 88 and 106, and it is shown that 10W dissipates in the inertance 82.

[0042]

If this is the conventional orifice pulse tube refrigerator, [Equation 58]

$$\dot{W}_c = 40 \text{ W}$$

It diffuses within a \*\* orifice. Computed feedback sound power which is one side of this invention in drawing 7 [Equation 59]

$$\dot{W}_{recovered}$$

It is about 30W of \*\*, and follows, [Equation 60]

$$\dot{W}_c$$

About 75% of \*\* is recovered and it is fed back to a resonator via the side branching 112. It is a maximum temperature, [Equation 61]

$$\dot{W}_{recovered}$$

\*\* [Equation 62]

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

It is alike and matches. In other words, the sound power intrinsically sent to the freezer 80 from the irreversible heat sound engine 78 by doughnut composition with such a maximum temperature decreases to about 1/2 in the case of the conventional orifice pulse tube refrigerator.

[0043]

In order to describe the example of the engine of this invention, the engine 120 shown in drawing 8 was produced. The sound wave length which it fills up with helium of 3.1MPa, and this is 70 Hertz, and corresponds operated at 14 m. The small circle of the inside of the heat accumulator 122 and its lower part shows the place of a temperature sensor. The pressure sensor was also

formed in order to measure  $P_{10}$  and  $P_{1H}$ . Most external hardwares are illustrated. However, the surrounding frame, acoustic resonator, and variable acoustic load of the rugged bolt of the slide joint 148 are not illustrated.

[0044]

The diameter was machined into 8.89 cm and produced the heat accumulator 122 from the screen of the stainless steel of 120 meshes accumulated 7.3 cm. The pile of a screen was attached, and removal stored it with the thin wall stainless steel can so that easily. When carried out based on the gross weight of the screen in a freezer, the volume porosity rate was 0.72 and the hydraulic radius was about 42 micrometers. This is smaller than the heat depth of penetration of the helium which changes from 140 micrometers to 460 micrometers in the heat accumulator 122. The wall thickness in the elevated-temperature side edge of the surrounding stainless steel pressure vessel 124 of the heat accumulator 122 is 12.7 mm, and in the low-temperature side edge, taper rolling was carried out so that it might be set to 6.0 mm.

[0045]

The heat buffer pillar 126 is the same inside diameter as the freezer 122, and was used as the 26.4-cm-long cylinder. The working point when this inside diameter is farther [ than the viscous depth of penetration and the heat depth of penetration of helium ] large, and length is typical

[Equation 63]

$$|p_1| / p_m \approx 0.05$$

It is farther [ than the gas displacement (2.5 cm) which comes out ] large. Wall thickness is 12.7 mm first in an elevated-temperature side edge, and is dwindled to 6.0 mm in the place distant from the elevated-temperature side edge 9.6 cm. It became to carry out taper rolling of the heat buffer pillar so that streaming of a drive of the boundary layer within a heat buffer pillar may be controlled (refer to U.S. patent applications 08/975,766). According to operation data, streaming of this form existed and streaming of this form transmitted the heat which is several 100 W. Such measurement shows that it is necessary to carry out taper processing of the heat buffer pillar with this kind of engine. Small tapered angle theta (2 to 3 times) for decreasing a flow shown in '766 application will not become immediately clear from drawing 8. Therefore, it should be considered that drawing 8 includes the example of the taper processing of the heat buffer pillar 126. The amount of tapers and direction which control a flow are not intuitively clear, and what must be judged from the specific example and operating condition of the heat buffer pillar 126 could be understood from '766 application.

[0046]

The high-temperature-heat exchanger 128 rolls zigzag the nickel-Cr ribbon heated electrically on an aluminum frame for the experimental purpose. The electric lead for high-temperature-heat exchanger 128 went into the heat buffer pillar 126 at the ambient-air-temperature end, and went up the heat buffer pillar to shaft orientations, and even the ribbon was passed. The power which flows into the high-temperature-heat exchanger 128 was measured with the commercial wattmeter.

[0047]

The 1st circumferential warm temperature exchanger 132 and the 2nd circumferential warm temperature exchanger 134 were water-cooled heat exchangers of the structure which consists of husks and a pipe. The 1st circumferential warm temperature exchanger 132 accommodated a pipe 2.5 mm in inside diameter of 299 pieces, and 20 mm in length. Typical Reynolds number inside a pipe [Equation 64]

$$|p_1| / p_m \approx 0.05$$



It was 3,000 at the time of \*\*. The 2nd circumferential warm temperature exchanger 134 accommodated a pipe 4.6 mm in inside diameter of 109 pieces, and 10 mm in length. Typical Reynolds number inside a pipe [Equation 65]

$$|p_1| / p_m \approx 0.05$$

It was 16,000 at the time of \*\*. The 2nd circumferential warm temperature exchanger 134 was formed for the examination, and when it actually uses an engine, it is not needed.

[0048]

The principal part of the inertance 136 consists of a carbon steel pipe of the commercial schedule 40 and 2.5 inches of nominal value. Light machine gun \*\*\*\*\* was given to the inner surface, and finishing was raised. In order to carry out re connection of the inertance 136 to the engine principal part, the reducing-T pipe 192 to 2.5 inches was used from the standard 2.5-inch pipe crossing 138 and 4 inches of a standard. The president of a university of the inertance 136 was 59 cm, and the inside diameter was about 6.3 cm. The compliance 144 consists of a 90-degree elbow by 4 inches of nominal value of two marketing. The whole compliance 144 product was  $0.0028\text{-m}^3$ . The inertance 136 was smoothly fitted to the compliance 144 using the reducing coupling 146 to 2.5 inches from 4 inches of marketing. The inertance 136 has the slide joint 148 so that the inertance 136 may become long, as the heat buffer pillar 126 and the pressure vessel 124 expand thermally.

[0049]

Use the hydrodynamic method 140, for example, the jet pump explained in the bottom, in the example of the engine shown in drawing 8. [Equation 66]

$$\dot{M}_2$$

It controlled. First, the standard was set up for comparison. Engine 120, [Equation 67]

$$\dot{M}_2$$

It was made to operate, without blocking. Then, the film 152 of rubber was attached to the joined part between the path joint 146 and the compliance 144, and the engine 120 was operated to it. Phase  $p_{10}$  and  $p_{1H}$  of the pressure were close to the point estimate based on the calculation performed beforehand also at the time of operation [ which ]. The big difference between these two operations [Equation 68]

$$\dot{M}_2$$

It was \*\*\*\*\*.

[0050]

Drawing 9 shows the temperature distribution in the heat accumulator 122 at the time of these two operations. As for the increase of stock of heat, pressure amplitude also at the time of operation [ which ]. [Equation 69]

$$|p_{10}| / p_m \approx 0.05$$

It was impressed by the high-temperature-heat exchanger 128 until it came to be alike. The only load to an engine was the acoustic resonator (not shown) itself. Therefore, in any case,  $T_H$  must be almost the same. When the diaphragm is arranged, temperature rises from \*\*\*\*\* to linearity

to a high temperature end.

[0051]

[Equation 70]

$$\dot{M}_2$$

Since it is only slight that the thermal conductivity of helium and stainless steel is dependent on temperature if there is no \*\*, this linearity dependency is expectable.

[0052]

The film 152 is removed, [Equation 71]

$$\dot{M}_2$$

The temperature distribution when not \*\*\*\*\* (ing) differs considerably. An equation (9) and explanation following it, [Equation 72]

$$\dot{M}_2$$

It turns out that it flows into the flow and uniform direction of \*\*\*\*\*. In this case [Equation 73]

$$\dot{M}_2$$

It goes into the heat accumulator 122 from the circumferential warm temperature exchanger 132 of \*\* 1st. The flux of this cold gas decreases the temperature of the heat accumulator 122 covering an overall length mostly so that clearly from drawing 9. Temperature rises rapidly near the high temperature end by existence of the high-temperature-heat exchanger 128. In drawing 9, a line is only a guidepost in the case of seeing a figure, and is not a thing reflecting a actual temperature between data points. It can be assumed that the temperature in about 7.2 cm is almost the same as the temperature in about 10 cm.

[0053]

[Equation 74]

$$\dot{M}_2$$

Heat input required at the case where there is nothing with the case where there is the film 152 in order to presume roughly to operate an engine, with this pressure amplitude [Equation 75]

$$\dot{Q}_H$$

Quantity is measured. When the film 152 is arranged, [Equation 76]

$$\dot{Q}_H = 1\ 2\ 5\ 0\ \text{W}$$

It comes out. When there is no film 152, [Equation 77]

$$\dot{Q}_H = 2\ 6\ 6\ 0\ \text{W}$$

It comes out. This heat-input difference [Equation 78]

$$\Delta \dot{Q}_H$$

Formulas (14), such as \*\* [Equation 79]

$$\dot{M}_2 \approx 1.5 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

\*\*\*\*\*, [Equation 80]

$$\Delta \dot{Q}_H = \dot{M}_2 c_p (T_H - T_0) \quad (14)$$

\*\*\*\*\* \*\*\*\*.

[0054]

[Equation 81]

$$\dot{M}_2$$

A direction that the one method of controlling has an equal size through the heat accumulator 122, and reverse [Equation 82]

$$\dot{M}_2$$

It is imposing pressure drawdown  $\Delta p_2$  of the time average to drive on heat accumulator 122 both ends.  $\Delta p_2$  needed, "Compact heat exchanger" (Compact Heat Exchangers (Mcgraw-Hill, NY 1964)) of Kays quoted as reference here, and London Drawing 7 – low Reynolds number restrictions of nine are used, It can presume as a pressure gradient in the screen bed (a screen bed) of the cross-section area S and hydraulic-radius  $r_h$ .

[0055]

[Equation 83]

$$\frac{dp_2}{dx} \cong - \frac{6 \dot{M}_2 \mu}{\rho_m S r_h^2} \quad (15)$$

$\mu$  is viscosity here. It depends for the numerical element on the capacity porosity of a bed weakly. Data shown in drawing 9 [Equation 84]

$$\dot{M}_2$$

The pressure drawdown needed to \*\*\*\*\* is 370 Pa.

[0056]

Inside of the heat accumulator 122 [Equation 85]

$$\dot{M}_2$$

examination which the option to presume follows with a formula (9) -- namely [Equation 86]

$$\dot{M}_2 = \rho_m \dot{W}_2 / p_m$$

It is used. In the ambient environment end of the heat accumulator 122 under an experimental condition, [Equation 87]

$$\dot{W}_2$$

\*\* [Equation 88]

$$\dot{M}_2 = 1.3 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Carry out.[Equation 89]

$$\dot{W}_2 = 850 \text{ W}$$

It is calculated.

[0057]

[Equation 90]

$$\dot{M}_2$$

\*\* experimental presumption and calculation obtain rough coincidence, and it is suggested that presumption of  $\Delta p_2$ -370Pa is almost exact.

[0058]

In restriction of low viscosity or a large pipe diameter,  $P_2$  is explained in that there is no turbulent flow by the acoustical version with the Bernoulli's equation. This is [ the acoustically ideal course which connects two ends of a heat accumulator ] to heat accumulator 122 both ends. [Equation 91]

$$\Delta[p_m u_1 \tilde{u}_1]$$

It has suggested imposing the pressure differential of a grade.  $\mu_1$  is complex-velocity amplitude here (such an ideal course will contain a heat buffer pillar, an inertance, and compliance except for other elements which have a heat exchanger or a small passage). This pressure differential is generally, [Equation 92]

$$\dot{M}_2 = 0$$

It is alike and much smaller than  $\Delta p_2$  to need. Therefore, in order to generate  $\Delta p_2$  needed, the additional physical effect or structure by some of other physical phenomena which are not included in a turbulent flow, viscosity, and the Bernoulli's equation is required in a course.

[0059]

An asymmetry hydrodynamic end effect can generate this  $\Delta p_2$  needed. | If a large byway pipe and  $|u_1|$  have  $[u_1]$  the quiet taper enough in the transient part with a taper between small major-diameter pipes, a turbulent flow will be called off and the Bernoulli's equation will be maintained. If the transient part is conversely rapid, large  $|u_1|$  generates a considerable turbulent flow, and also the rapid oscillating pressure drawdown of the both ends of a transient part indicates reduction by which it is known as a "minor loss" in the steady flow of high Reynolds number to be this. If the amplitude of displacement of gas is much larger than a tube diameter, since only a few has memory of the past history, the flow in which moment can also deduce an

acoustic feature by this from the careful time quadrature of the formula of the common knowledge about a regular flow phenomenon.

[0060]

Deviation  $\Delta p_{ml}$  according [ on the regular flow which passes along a rapid transient part, and ] to Miner Roth of the pressure from the ideal of the Bernoulli's equation is a following formula. [Equation 93]

$$\Delta p_{ml} = K \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (16)$$

It is come out and given, and is the Miner Roth coefficient whose K is common knowledge about the shape of many transient parts here, and u is speed. K depends to the flow direction which passes along a transient part strongly. In the example indicated to be drawing 10 A to 10B, the space 164 in which the small collar-head pipe 160 carried out the opening infinitely intrinsically is connected with. ;  $K_{out}=1$  in which a jet occurs and kinetic energy disappears as the turbulent flow 166 downstream from a jet when the gas 164 (speed u in a pipe) flows out of the pipe 162. On the other hand, as gas showed drawing 10 B, when it flows into the pipe 162,  $K_{in}$  is a value small [ between 0.5 and 0.04 ] to the radius r with a large radius of circle of the edge of; entrance where the stream line 168 in the open space 164 spreads widely and smoothly.

[0061]

If it is  $u_1 = |u_1| \sin \omega t$ , the pressure drawdown of a time average will be obtained by integrating with a formula (16) per time. : [Equation 94]

$$\begin{aligned} \overline{\Delta p_{ml}} &= \frac{\omega}{2\pi} \left( \int_0^{\pi/\omega} K_{out} \frac{1}{2} \rho |u_1|^2 \sin^2 \omega t \, dt - \int_{\pi/\omega}^{2\pi/\omega} K_{in} \frac{1}{2} \rho |u_1|^2 \sin^2 \omega t \, dt \right) \\ &= \frac{1}{8} \rho |u_1|^2 (K_{out} - K_{in}) \quad (17) \end{aligned}$$

This hydrodynamic mean-pressure difference, [Equation 95]

$$\dot{M}_2 = 0$$

It can be alike and can be used as a source of  $\Delta p_2$  of the heat accumulator both ends to need.

[0062]

[Equation 96]

$$\dot{M}_2$$

\*\* -- such easy control is disadvantageous -- carrying out -- coming out -- : in which sound power disappears at the following rate although there is nothing [Equation 97]

$$\begin{aligned}
\dot{E} &= S \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \Delta p_{ml} u \, dt \\
&= S \frac{\omega}{2\pi} \left( \int_0^{\pi/\omega} K_{out} \frac{1}{2} \rho |u_1|^3 \sin \omega t \, dt - \int_{\pi/\omega}^{2\pi/\omega} K_{in} \frac{1}{2} \rho |u_1|^3 \sin^3 \omega t \, dt \right) \\
&= \frac{1}{3\pi} \rho |u_1|^2 |U_1| (K_{out} + K_{in}) \quad (18)
\end{aligned}$$

$$= \frac{8}{3\pi} \overline{\Delta p_{ml}} |U_1| \frac{K_{out} + K_{in}}{K_{out} - K_{in}} \quad (19)$$

---

S is the area of the small pipe 162 here. A formula (19) is a request. [Equation 98]

---

$$\overline{\Delta p_{ml}}$$

The highest method of generating is considering it as shape to which  $|U_1|$ 's inserts a hydrodynamic mass flow bunch suppressor in a small position, and  $K_{out}-K_{in}$  becomes as large as possible.

[0063]

In the engine 120 (drawing 8), although  $|U_1|$  is the smallest at about 122 heat accumulator, in order to add an additional element, it is an inconvenient position. The 2nd circumferential warm temperature exchanger 134 has  $|U_1|$  large only slightly. In order to guarantee that  $p_{10}$  already leads  $p_{1H}$  slightly, some excessive consumption was needed, therefore the space of the 2nd circumferential warm temperature exchanger 134 lower part was chosen as a position for the experiment of hydrodynamic mass flow bunch control. In this example, the hydrodynamic mass flow bunch suppressor 140 is the "jet pump" formed from the brass block with which the 25 same holes with a taper were drilled. Each hole is 8.05 mm in diameter in the upper bed nearest to 1.82 cm in length, and the 2nd circumferential warm temperature exchanger 134.

It is 5.72 mm in diameter at a lower part end.

It is powerfully unsymmetrical and the end effect in the small opening of a hole where the radius of circle was attached enough is a request. [Equation 99]

$$\overline{\Delta p_{ml}}$$

They are as small as a \*\*\*\*\* bundle and the speed [ in / on the other hand / the large diameter end part of a hole ] can disregard a minor loss enough. The taper part which an end combines is loose enough, although an interim minor loss is prevented. In the selected shape, it is presumed that the jet pump 140 generates a  $\Delta p_2=930\text{Pa}$  pressure. However, it is due to the calculation guaranteed that this presumption does not have an interaction between the minor losses in two ends of the jet pump 140. Two minor loss positions arranged by approaching mutually bring a result of  $\Delta p_2$  smaller than the sum of each  $\Delta p_2$  to a regular flow.

[0064]

The jet pump 140 is installed and the engine 120 is operated in the same operating point as two

data constellations of everything but drawing 9. The temperature distribution with jet pump 140 is mostly recovered by distribution with rubber film 152. The quantity of heat input required with the rubber film 152 to reach this operating point is  $Q_H=1520\text{W}$  [ mere ]. The excessive quantity of heat which is needed without the rubber film 152 is  $1400\text{W}$ . Use of the jet pump 140 decreases this 82% to  $260\text{W}$ . This shows the validity of the jet pump 140 clearly.

[0065]

By increasing an engine acoustic load using a variable acoustic load (graphic display abbreviation), measurement of temperature distribution was performed as a function of  $T_H$  in the fixed value of  $|p_{10}|/p_m=0.05$ . It was shown that these measurement does not have a change detectable to the linearity of temperature distribution in  $200^\circ\leq T_H\leq 725^\circ$ . Therefore, it can see for the jet pump 140 not being influenced at all to change of loaded condition. Finally, an acoustic load is fixed, [Equation 100]

$$\dot{Q}_H$$

It was fixed by changing. [Equation 101]

$$T_H \approx 525^\circ\text{C}$$

Temperature distribution at the time of \*\* was performed as a function of  $p_1$ . Temperature distribution does not change in the range of  $0.03\leq |p_{10}|/p_m\leq 0.05$ . In higher pressure amplitude, the jet pump became weak to the supply source of other  $\Delta p_2$ . When it amounts to pressure amplitude  $|p_{10}|/p_m=0.075$  [ highest ], the temperature in the center of a heat accumulator descends at  $235^\circ$  from the low value of  $310^\circ$ . This quantity, [Equation 102]

$$T_H - T_0 \approx 525^\circ\text{C}$$

It is equivalent to 15% of variation of \*\*\*\*.\*.

[0066]

The efficiency obtained during these measurement by the jet pump 140 is indicated to be drawing 11 A to 11B. Under these measurement and highest efficiency [Equation 103]

$$\eta = \dot{W} / Q_H = 0.17$$

It comes out, and it is and the maximum of a rate to the Carnot efficiency is  $\eta_{II}=\eta/\eta_c=0.27$ .

The Carnot efficiency is  $\eta_c=1-T_o/T_H$  here. In the rubber film 152 arranged correctly, the observed highest values are  $\eta=0.21$  and  $\eta_{II}=0.32$ . The work output of under measurement and an engine [Equation 104]

$$\dot{W}$$

Only the sound power drawn by \*\* and the variable acoustic load counts, and dissipation with a resonator is not included. Therefore, such efficiency adds the thing of an engine and a resonator, and appears, and the efficiency of the power of the engine supplied to a resonator becomes still higher.

[0067]

Cross to the wide range of an operating condition. [Equation 105]

$$\dot{M}_2 = 0$$

In order to carry out, while operating that a progressive wave device should supply  $\Delta p_2$ , occasionally to adjust the strength of the hydrodynamic method for mass flow bunch control is desired. In order to examine such a hydrodynamic method, the freezer device shown in drawing 6 was converted so that a slit jet pump as shown in drawing 12 A and 12B might be included instead of the film 108 with the pliability shown in drawing 6. The slit 172 brings about an unsymmetrical flow which was illustrated to drawing 10 A and 10B, and is this. [Equation 106]

$$K_{out} \approx 1 \text{ \& } K_{in} \approx 0.1$$

$\Delta p_2$  is provided as shown in the formula (17) which can be boiled and set. By the lever (graphic display abbreviation) connected with the external knob for the fulcrum 174 to permit movement of the right wall 176 of the slit 172, for example, regulate by hand via a pressure seal. Or for example, it is moved by the automatic controller adjusted with the thermo sensor which exists in the center of the heat accumulator 98 (drawing 6). Thus, movement of the right wall 176 of the slit 172 adjusts the area of the slit 172,  $|u_1|$  is changed to  $|U_1|$  by this, and  $\Delta p_2$  changes with these based on a formula (17).

[0068]

the test in this mechanism is almost equal to the average of  $T_c$  and  $T_o$  in the temperature of the center of the heat accumulator 98 in the range of  $T_c$  (from 0 degree to  $-70^{\circ}$ ), and the range of pressure amplitude  $|p_1|/p_m$  (from 0.03 to 0.05) -- namely [Equation 107]

$$\dot{M}_2 = 0$$

It was shown that the width of the slit 172 can be adjusted so that it may maintain at \*\*\*\*\* temperature. Under these situations, the performance of the freezer was the same as the performance when the supple film 108 was used.

[0069]

Old explanation of this invention is almost [ from a viewpoint of the engine provided with the annular solid of the length below wavelength, and the hydrodynamic method for mass flow bunch control from a viewpoint of a freezer provided with the annular solid of the length below wavelength, and the supple barrier method for mass flow bunch control ] the case. However, although the annular solid of the length below the wavelength which use of one of the methods for a heat buffer pillar and mass flow bunch control explained with both the engine and the freezer, and these engines and freezers explained here will be used, The annular solid near full wave length will be used rather than explained by Ceperley, but it is applicable. The barrier method (a bellows is included) and the additional hydrodynamic method (the method which was mentioned above and which can be adjusted is included) with additional pliability of an effective thing are also clear from explanation. Although explained here that mass flow bunch control is localized, Since it is crossed and distributed over some fields of a device, it is a case where use a course with a taper, for example in one or the heat exchanger beyond it, and an asymmetry hydrodynamic operation is used for the "T" bond part of an annular solid and side branching (for example, refer to drawing 8).

[0070]

In all the viewpoints of this invention, so that it can apply with heat pump as a freezer, An engine and a freezer have a clear multi-annular solid which can be connected by many methods so that



the same annular solid can be shared, and a multi-device can share an annular solid and a common inertance and common compliance may be shared. As for each heat exchanger where each annular solid needs each mass flow bunch suppressor and which is in temperature other than atmospheric temperature, in such a situation, it is advantageous that the approaching heat buffer pillar receives profits.

[0071]

Drawing 13 A-D shows some of these examples. In explanation of these drawings, since a terminological heat accumulator, a heat exchanger, a mass flow bunch suppressor, a thermal buffer, an inertance, compliance, and other terms have the same meaning as the detailed explanation mentioned above, detailed explanation is omitted. Although the example which changes with composition of these elements is provided, the function in which elements differ is not provided.

[0072]

With reference to drawing 13 A, the heat pump gestalt of an element is shown first. The annular solid 180 specifies the inertance 202 and the compliance 198. With the downstream circumferential warm temperature exchanger 184, the heat accumulator 182 is arranged in the annular solid 180 from the heat accumulator 182 about circulation sound power. The high-temperature-heat exchanger 186 is arranged by about 182 heat accumulator in the upper stream. Although the mass flow bunch suppressor 185 is downstream shown from the circumferential warm temperature exchanger 184, it may arrange in a position with the sufficient somewhere convenience in the annular solid 180. In this case, the heat buffer pillar 188 is arranged by about 186 high-temperature-heat exchanger, and this heat exchanger specifies the operating temperature of a device. It is generated by the sound device 196 and the sound power 192 is inputted into the annular solid 180 via the side branching 194.

[0073]

Drawing 13 B shows the combination of the sound source 40 formed with the engine by this invention explained by drawing 4, and the sound sink 76 formed by the freezer by this invention explained by drawing 3, and the same element is expressed that the same reference number is made the same as that of drawing 3 and reference of 4. Common side branching is equivalent to the side branching 44 and 74 accompanied by the sound power 42 and 72 indicated to be drawing 3 to 4.

[0074]

Drawing 13 C is the further improvement of the example shown in drawing 13 B, and is accommodated in the annular solid 210 with single engine 212 and freezer 230. The engine 212 is provided with the heat exchanger 214 (ambient environment temperature) and the heat exchanger 218 (operating temperature) which adjoin the heat accumulator 216 including the heat accumulator 216, and the heat exchanger 218 of operating temperature is the lower stream of the heat accumulator 216, and it is provided with the heat buffer pillar 222 which approaches downstream from the heat exchanger 218 of operating temperature. If necessary, the engine 212 has the related inertance 224 and the compliance 226, and provides the suitable phase of output sound power.

[0075]

The freezer 230 receives a sound power output from the engine 212. The freezer 230 approaches and contains the heat accumulator 234 accompanied by the heat exchanger 232 (ambient environment temperature) and the heat exchanger 236 (operating temperature). The heat buffer pillar 238 is downstream from the heat exchanger 236 of operating temperature. As long as it is necessary, the annular solid 210 may prescribe the additional inertance 242 and the compliance 244. According to this invention, the mass flow bunch suppressor 240 is contained in the annular solid 210. The suppressor 240 is generally arranged by somewhere in the annular solid 210, it may be formed in one place within the annular solid 210, may be formed as a distributed suppressor, and may be formed as two or more dispersed components.

[0076]

Drawing 13 D shows roughly the parallel multiplex gestalt of the freezer shown in drawing 3. A reference number the same reference number or with a dash shows the same element, and it is explained with reference to drawing 3. As illustrated, one or the freezer section beyond it is connected by the common column 50 for circulation sound PAWA 38 and 38. The column 50 can be made into the gestalt which specifies the inertance for a parallel freezer. He can understand that the freezer exceeding two may be connected in parallel. Although drawing 13 D shows the freezer, it can also use the same gestalt as an engine shown in drawing 4.

[0077]

Old explanation of a Stirling cycle progressive wave freezer and an engine is what was shown for the purpose of a graphic display and explanation, and is not what meant covering this invention, or limiting this and explaining a precise gestalt, and many examples of correction and modifications are possible for it in the light of above-mentioned instruction. The example was chosen in order to most often explain the principle and practical application of this invention, and it was described. For the person who became skilled in the art concerned by this, it is possible to use this invention for a various example and various examples of correction well so that it may be suitable for the intended specific use.

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1 A and drawing 1 B]

Drawing 1 A and drawing 1 B are the schematic illustrations and phase vector figures of a heat exchange component of conventional technology, respectively. [ of a Stirling cycle freezer ]

[Drawing 2 A and drawing 2 B]

Drawing 2 A and drawing 2 B are a schematic illustration of the heat exchange component of the Stirling cycle engine of conventional technology, and a phase vector figure accompanying it.

[Drawing 3]

Drawing 3 shows one embodiment of a Stirling cycle freezer according to this invention with a schematic illustration.

[Drawing 4]

Drawing 4 shows one embodiment of a Stirling cycle engine according to this invention with a schematic illustration.

[Drawing 5 A and drawing 5 B]

Drawing 5 A and drawing 5 B show the electric circuit of similarity in the fundamental aspect of this invention.

[Drawing 6]

Drawing 6 is a sectional view of the freezer of this invention which has a mass flow bunch suppressor by a film.

[Drawing 7]

Drawing 7 shows the flow of the power as a function of low-temperature heat-exchanger-temperature  $T_c$  in a graph about the freezer shown in drawing 6.

[Drawing 8]

Drawing 8 is a sectional view of the engine of this invention which has a hydrodynamic mass flow bunch suppressor.

[Drawing 9]

Drawing 9 shows in a graph the temperature distribution in the heat accumulator of the engine shown in drawing 8.

[Drawing 10 A and drawing 10 B]

Drawing 10 A and drawing 10 B are the schematic illustrations of the unsymmetrical mass flow bunch which passes along a hydrodynamic mass flow bunch suppressor.

[Drawing 11 A]

Drawing 11 A shows in a graph the efficiency of the engine shown in drawing 8 at the time of

being  $T_H=525\text{degreeC}$ .

[Drawing 11 B]

Drawing 11 B shows in a graph the efficiency of the engine shown in drawing 8 at the time of being  $|p_1|/p_m=0.05$ .

[Drawing 12 A and drawing 12 B]

Drawing 12 A and drawing 12 B are the side sectional views and top views of a variable slit mass flow bunch suppressor which are used by this invention, respectively.

[Drawing 13 A]

Drawing 13 A shows the example of heat pump conformity of the freezer shown in drawing 3 with a schematic illustration.

[Drawing 13 B]

Drawing 13 B shows the freezer of drawing 3 driven with the engine shown in drawing 4 with a schematic illustration.

[Drawing 13 C]

Drawing 13 C shows the heat drive refrigerator placed into the single annular solid with a schematic illustration.

[Drawing 13 D]

Parallel connection of the drawing 13 D is made with a single source, and a schematic illustration shows two or more freezers of drawing 3 driven from the source.

---

[Translation done.]